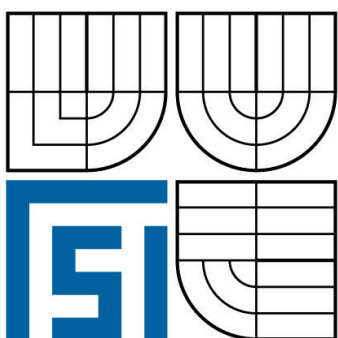


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

GEOMETRIE REJDOVÉ OSY UŽITKOVÝCH AUTOMOBILŮ

COMMERCIAL VEHICLE KINGPIN AXIS GEOMETRY

BAKALÁRSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

PAVEL KNOR

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. PETR PORTEŠ, Dr.

BRNO 2009

ABSTRAKT

Cílem této bakalářské práce je zjistit z databází vozidel charakteristické hodnoty sbíhavosti, odklonu, záklonu současných automobilů v závislosti na parametrech vozidel, které je přímo ovlivňují – výkon motoru, rok výroby a podobně.

KLÍČOVÁ SLOVA

Záklon rejdové osy, příklon rejdové osy, závlek kola, poloměr rejdu, sbíhavost, odklon kola.

ABSTRACT

The basic aim of this bachelor's thesis is to elicit from databases of vehicles characteristic values of wheel tread, wheel camber, positive castor of the same standing cars characteristics vehicles dependence, which influences – power of engine, year of construction and others.

KEY WORDS

Caster angle, kingpin inclination, caster offset, kingpin offset, wheel tread, wheel camber.

Bibliografická citace práce:

KNOR P., *Geometrie rejdové osy užitkových automobilů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. Vedoucí bakalářské práce Ing. Petr Porteš, Dr.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji tímto, že jsem tuto bakalářskou práci *Geometrie rejdové osy užitkových automobilů* vypracoval a napsal samostatně, pod vedením vedoucího bakalářské práce Ing. Petra Porteše, Dr. a v seznamu použité literatury uvedl všechny zdroje.

Pavel Knor

V Brně dne 14. dubna 2008.

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval všem, kteří mi byli při tvorbě bakalářské práce nápomocni, zejména potom vedoucímu bakalářské práce Ing. Petru Portešovi, Dr., za jeho rady a věcné připomínky.

OBSAH

1. ÚVOD	9
1.1 Zákonné požadavky na řízení	11
1.2 Vymezení základních pojmů	12
1.3 Teorie řízení, Ackermannova geometrie řízení	16
2. ZPRACOVÁNÍ DAT Z PROGRAMU BOSCH ESI[tronic]	18
3. ANALÝZA HODNOT	19
3.1 Regresní a korelační analýza, test hypotézy	19
3.2 Regresní a korelační analýza	20
3.3 Shrnutí závěrečných poznatků z regresní a korelační analýzy	29
4. ČETNOSTNÍ ANALÝZA	30
5. ODCHYLKY JEDNOTLIVÝCH VÝROBCŮ A ODCHYLKY PRO RŮZNÁ USPOŘÁDÁNÍ POHONU	32
5.1 Zhodnocení výsledků pro hodnoty jednotlivých výrobců	36
5.2 Zhodnocení výsledků pro různá uspořádání pohonu	36
6. GRAFICKÉ SHRUTÍ ZJIŠTĚNÝCH POZNATKŮ	37
6.1 Srovnání závislosti odklonu na záklonu pro různá uspořádání pohonu	37
6.2 Srovnání závislosti sbíhavosti na výkonu pro různá uspořádání pohonu	38
6.3 Srovnání závislosti odklonu na výkonu pro různá uspořádání pohonu	39
6.4 Srovnání závislosti záklonu na výkonu pro různá uspořádání pohonu	40
6.5 Vzájemné zobrazení průměrných hodnot	41
6.6 Vývoj hodnot sbíhavosti, odklonu a záklonu pro vozidla s pohonem předních kol	42
6.7 Vývoj hodnot sbíhavosti, odklonu a záklonu pro vozidla s pohonem zadních kol	43
7. ZÁVĚR	45
8. SEZNAM GRAFŮ	46
9. SEZNAM TABULEK	48
10. SEZNAM OBRÁZKŮ	49
11. SEZNAM PŘÍLOH	50
12. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ A LITERATURY	51

1. ÚVOD

Geometrie rejdové osy řízené nápravy automobilu ovlivňuje jízdní vlastnosti vozidla a pocity řidiče během jízdy. Cílem této bakalářské práce je zjistit z databází vozidel charakteristické hodnoty sbíhavosti, odklonu a záklonu současných užitkových automobilů v závislosti na ostatních parametrech vozidla, zjištěné výsledky graficky zpracovat a poté náležitě vyhodnotit.

Základem pro tvorbu práce je elektronický systém informací od firmy Bosch, konkrétně program Bosch ESI[tronic]. Jedná se o nejrozsáhlejší systém technických a diagnostických informací od všech významných výrobců vozidel. Je tvořen několika modulárními prvky, ze kterých jsem využil část mechanických hodnot vozidel s daty geometrie podvozků.

Z tohoto softwaru je vybráno celkem 102 typů užitkových vozidel od sedmi předních světových výrobců. Následně je sestavena tabulka použitých hodnot. Do této tabulky je zaznamenán rok výroby automobilu, výkon motoru automobilu, hodnoty sbíhavosti řízené nápravy, hodnoty odklonu, informaci je-li možné seřizovat odklon, tolerance při vytočení kol doleva nebo doprava, hodnoty záklonu a informaci, jedná-li se o vozidlo s předním nebo zadním pohonem. U sbíhavosti, odklonu a záklonu jsem uvedl hodnoty střední, minimální a maximální. Tyto hodnoty jsou uvedeny v tabulce, která tvoří přílohu této práce. Z těchto údajů jsou vytvořeny grafy závislostí a grafy relativních četností. Následně jsem provedl analýzu dat.

Analýza dat je zaměřena na analýzu regresní a korelační. Regresivní a korelační analýza se zabývá závislostmi mezi jednotlivými veličinami. U závislostí jsou spočteny koeficienty korelace. Koeficient korelace vyjadřuje míru lineární závislosti mezi jednotlivými statistickými soubory. Zaměřil jsem se také na nalezení lineární rovnice regrese společně s vykreslením spojnice trendu, která vystihuje průběh této závislosti. Uvedená hodnota spolehlivosti (koeficient determinace) udává, jak přesně odpovídají hodnoty spojnice trendu skutečným hodnotám. Abychom zjistili, zda jsou jednotlivé veličiny závislé, popř. nezávislé, je proveden test statistických hypotéz. V tomto testu statistické hypotézy je použita nulová hypotéza.

Konkrétními závislostmi je závislost odklonu na záklonu, sbíhavosti na výkonu, odklonu na výkonu, záklonu na výkonu. Jako další parametr je zvolen rok výroby vozidla. Jsou sestaveny závislosti sbíhavosti na roku výroby, odklonu na roku výroby a záklonu na roku výroby. Histogramy relativních četností jsou sestaveny pro hodnoty záklonu, odklonu a sbíhavosti v tabulkovém editoru Excel.

V závěru práce je zhotoveno zhodnocení.

1. INTRODUCTION

Geometry kingpins axis steered axles car affects handling vehicle and the driver's feelings during the journey. The aim of this work is to establish a database of vehicle characteristics wheel tread, diversion and caster current commercial vehicles, depending on other parameters of the vehicle, found the results graphically, and then processed to evaluate properly.

The basis for the creation of work is an electronic information system from Bosch, specifically the Bosch ESI [tronic]. It is the largest system of technical and diagnostic information from all major vehicle manufacturers. It consists of several modular elements, of which I have used part of the mechanical vehicle chassis geometry data. For this software is selected a total of 102 types of commercial vehicles from the seven leading world producers. It is composed of the table values. This table is recorded for the production car, the engine power the car, the value steered wheel tread axles, the value of diversion, the information it is possible to adjust the deflection, tolerance for dial wheel left or right, the value caster and information, it is possible to adjust caster. For , wheel tread diversion, and I said caster mean, minimum and maximum. These values are listed in the table, which are annexed to this work.

From these data are created dependency graphs and charts relative frequencies. Subsequently, I conducted an analysis of data. Data Analysis is focused on the analysis of regression and correlation. Regression and correlation analysis deals with the dependencies between variables. The dependence is calculated correlation coefficients. The coefficient of correlation reflects the degree of linear dependence between the various statistical files. I also focused on finding a linear regression equation with depict link trend that captures the course of this dependence. The value of reliability (coefficient of determination) indicates how precisely correspond to the value of joining the trend of actual values. To determine whether the individual dependent variables, or. independent, the statistical hypothesis test carried out. In this test the statistical hypothesis is used the zero hypothesis. The specific relationship is dependent on the deflection caster, wheel tread performance, the performance of deflection, caster performance.

The other option is chosen for production vehicles. They are drawn up depending wheel tread the year of manufacture, the diversion of production and caster the year of manufacture. Histograms relative frequencies are drawn up for the values caster, diversion and wheel tread in Excel spreadsheet editor. In conclusion, assessment work is made.

1.1 ZÁKONNÉ POŽADAVKY NA ŘÍZENÍ

Z hlediska bezpečnosti jsou na řízení kladeny tyto zákonné požadavky:

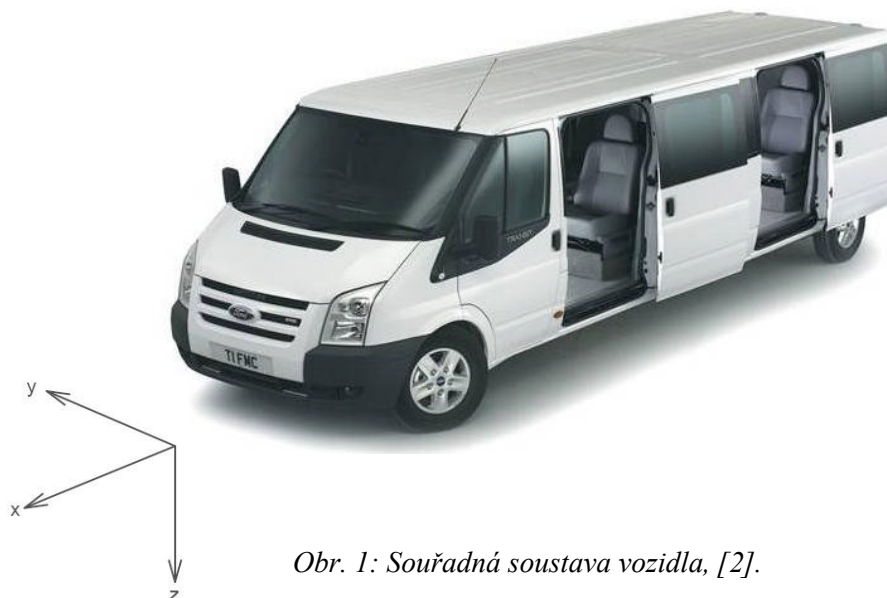
- a) snadná, rychlá a bezpečná ovladatelnost. Mechanismus řiditelné nápravy musí být proveden tak, aby nevznikaly kmity a rázy přenášené do řízení;
- b) po projetí zatáčky se řízená kola musejí vracet samovolně zpět do přímého směru, anebo musí být síla k vrácení kol do přímého směru podstatně menší než pro pohyb do zatáčky;
- c) řídicí ústrojí nesmí mít větší vůle. U vozidel s nejvyšší rychlostí přes 100 km/h je přípustná vůle na volantu 18°, u vozidel s maximální rychlostí 25 až 100 km/h do 27° a u vozidel s konstrukční rychlostí nepřesahující 25 km/h může vůle činit 36°;
- d) pokud není řízení vybaveno posilovacím zařízením, pak počet otáček volantu nesmí být větší než 5 z polohy odpovídající vychýlení vnitřního kola o 35° zprava do stejné polohy vlevo, nebo z jedné krajní polohy do druhé, pokud není docíleno úhlu vychýlení řízeného kola 35°. Krajní vychýlení kol musí být omezeno dorazy;
- e) motorová vozidla u nichž hmotnost připadající na řízenou nápravu činí nejméně 3,5t, musí mít řízení vybaveno posilovacím zařízením. Při selhání tohoto zařízení musí být mono řídit vozidlo nebo soupravu svalovou silou řidiče; tato síla nesmí přesáhnout 600N;
- f) při zatáčení s přímé jízdy do oblouku o poloměru 12 m rychlostí 10 km/h nesmí ruční síla na volantu překročit 250N.

Další zákonný požadavek stanovuje maximální přípustnou plochu zabírající vozidlem při zatáčení. Při projíždění kruhové zatáčky o 360° s vnějším poloměrem 12,5 m smí motorová vozidla a jízdní soupravy zabírat obrysově nejvýše 7,2 m šířky vozovky. Při nájezdu s přímé jízdy do této zatáčky nesmí žádná část vozidla nebo soupravy přesahovat o více než 0,8 m, u kloubových autobusů a trolejbusů o 1,2 m tečnu vnějšího kruhu zatáčky. Tento předpis je důležitý zejména pro velká vozidla a soupravy.

Řízení musí splňovat homologační předpisy Evropské hospodářské komise (EHK) OSN R 12 a R79. Předpis EHK-R12 ošetřuje chování řídicího ústrojí pro případ dopravní nehody: konec řídicího ústrojí nesmí být při nárazu rychlostí 48,3 km/h do betonové bariéry posunut o více než 127 mm ve vodorovném směru. [1]

1.2 VYMEZENÍ ZÁKLADNÍCH POJMŮ

Hlavními parametry geometrie automobilu jsou: záklon rejdové osy τ , závlek kola n_K , příklon rejdové osy σ , poloměr rejdu r_0 , sbíhavost δ .



Obr. 1: Souřadná soustava vozidla, [2].

Souřadná soustava vozidla

Pravoúhlá pravotočivá souřadná soustava vázaná s vozidlem tak, že při ustáleném pohybu vozidla v přímém směru po rovné vozovce je osa x převážně vodorovná, směřuje vpřed a leží v podélné rovině souměrnosti vozidla. Osa y směřuje vpravo od řidiče a osa z směřuje dolů (viz obr. 1). [5]

Záklon rejdové osy

Průmět úhlu sevřeného rejdovou osou a svislicí do roviny rovnoběžné s podélnou rovinou vozidla xz . Je uvažován kladně, je-li rejdová osa skloněna vzad (směrem vzhůru) a záporně, je-li skloněna vpřed (v tomto případě jde o předklon). [5]

Závlek kola

Vzdálenost mezi průsečíkem rejdové osy s rovinou vozovky a středem styku pneumatiky, promítnutá do roviny rovnoběžné s podélnou rovinou vozidla xz . Je uvažován kladně, je-li průsečík před středem styku pneumatiky a záporně, je-li za ním. [5]

Aby u automobilů byla poloha předních kol stabilní, může se posunout rejdová osa směrem dopředu. Tím se bod styku kola s vozovkou dostane za rejdovou osu a kolo je vlečeno. Častěji se však používá záklonu, kterým se dosáhne téhož účinku. [1]

Příklon rejdové osy

Průmět úhlu sevřeného rejdovou osou a svislicí do roviny rovnoběžné s příčnou rovinou vozidla xy . [5]

Příklon slouží k samočinnému vracení řízených kol do polohy pro přímou jízdu. Vlivem příklonu dochází při natáčení řízených kol k jejich zvedání. Síla, která je k tomu

potřebná musí být vynaložena při natáčení volantu. Při uvolnění volantu po zatažení tlačí zatížení přední nápravy přední kola do přímé polohy, a to účinkem vratného momentu. [1]

Poloměr rejdu

a) V rovině vozovky je vzdálenost mezi průsečíkem rejdové osy s rovinou vozovky a středem styku pneumatiky, promítnutá do roviny rovnoběžné s příčnou rovinou y_z vozidla. Leží-li tento průsečík vně střední roviny kola, je poloměr rejdu záporný

b) Ve středu roviny kola je vodorovná vzdálenost mezi středem kola a rejdovou osou, promítnutá do roviny rovnoběžné s příčnou rovinou y_z vozidla. [5]

Na velikosti poloměru rejdu závisí velikost vratného momentu. Větší kladné hodnoty r_0 zvětšují tento moment. Čím je ale poloměr rejdu větší, tím více je přední náprava citlivější na podélné síly.

Při brždění, je-li brzda umístěna v kole, na řízení působí brzdná síla a natáčí kolo kolem rejdové osy svým momentem. Podobný účinek mají při přímé jízdě valivé odpory. Kola jsou vzadu stlačována k sobě, čímž je zmenšována vůle v řízení a potlačováno kmitání řízení. Kladný poloměr rejdu však nemá být příliš velký. U nákladních vozidel má činit maximálně 60 mm, neboť při rozdílných jízdních odporech nebo rozdílných brzdných silách na levém a pravém kole jsou kola vychylována a řidič musí vyrovnávat směr jízdy.

Záporný poloměr rejdu má stabilizující účinek na řízení. To v podstatě znamená, že řidič nemusí měnit natočení předních kol i když brždění je nesouměrné (na příklad vlivem rozdílného povrchu vozovky pod bržděnými koly, vlivem silně rozdílných brzdných sil vlevo a vpravo, zejména při poruše jednoho okruhu u diagonálního zapojení brzd).

Vlivem boční pružnosti pneumatik je konstrukční poloměr rejdu r_0 zvětšen o deformaci pneumatiky y_1 . To znamená, že je dynamicky zvětšován a tím i moment brzdné síly vzhledem k ose řízení. Tím rostou i síly potřebné k udržení volantu a nutné řídící korektury se stávají obtížnějšími. [1]

Sbíhavost

Průmět úhlu mezi podélnou osou vozidla x a střední rovinou kola do roviny vozovky, při daném statickém zatížení kola nebo dané vzájemné poloze středu kola a odpružené části vozidla. Kolo je sbíhavé, jestliže přední část kola je přikloněna k podélné ose vozidla a rozbíhavé, je-li odkloněna. [5]

Vlivem sbíhavosti předních kol vzniknou vznikají na kolech malé boční síly. Tyto síly vyvolávají silové momenty vzhledem k rejdovým osám. Působením sil valivého odporu se kolo snaží natáčet do přímého směru. Kdežto u vozidel s předním náhonem, se velikostně významnější dopředu směřující hnací síla snaží kola naopak stlačovat do sbíhavosti. Za účelem nezhoršení jízdních vlastností při ubrání plynu se ale i u těchto vozidel často používá mírná sbíhavost. [3]

Při měření sbíhavosti mechanickým způsobem se zjišťuje vzdálenost mezi vnitřními okraji ráfků levého a pravého kola ve vodorovné rovině procházející středy kol. Velká sbíhavost vede k opotřebení pneumatik na vnější straně. Sbíhavost bývá 0 mm až 3 mm u osobních vozidel, 3 mm až 8 mm u nákladních vozidel.

Odklon

Úhel odklonu kola γ je sklon střední roviny kola vůči svislé ose vozidla. Je uvažován kladně, jestliže se kolo naklání vrchem vně vozidla a záporně, jestliže se naklání dovnitř.

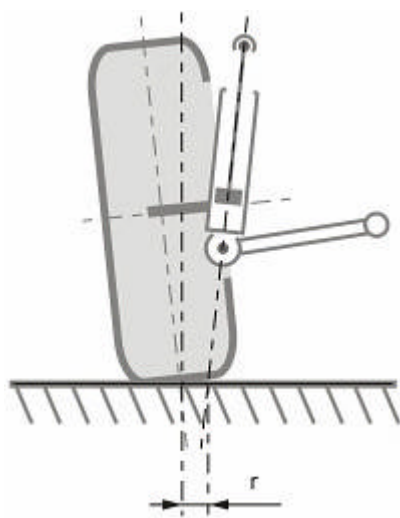
Ve starší literatuře je jako důvod pro odklon uváděno odstranění vůlí v ložiskách otočného čepu (vlivem zatížení kola F_z) vznikne při odklonu silová složka $F_z \cdot \sin \gamma$ směřující při kladném odklonu směrem ke středu vozidla); a z toho důvodu byla dříve doporučována hodnota úhlu odklonu $+2^\circ$ až $+3^\circ$. Toto doporučení má však význam jenom pro zemědělská vozidla. U silničních vozidel působí na kolo i na rovné vozovce kolísající boční síly a případná vůle v dílech zavěšení by měla za následek nejen hluk, ale také rušenou přímou jízdu.

Vlivem kladného odklonu vzniká ještě další efekt: kolo tvoří ve styku s vozovkou kuželovou plochu a má snahu se odvalovat po kružnici, jejíž střed leží v průsečíku osy kola s rovinou vozovky (vrchol kuželové plochy). Tzn., že se kola odvalují směrem od sebe, což může snižovat sklon ke kmitání kol. Na druhé straně – při dokonalém uložení kola – je tomu zabráněno, a proto kolo prokluzuje po vozovce, čímž se zvyšuje opotřebení pneumatik. Čím je úhel odklonu kola větší, tím se nepříznivé jevy více projevují.

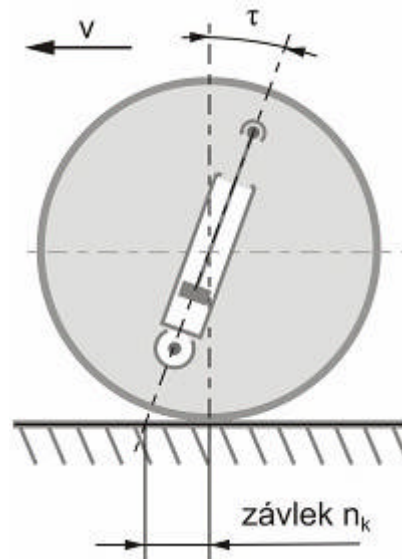
U předních kol osobních automobilů při obsazení 2 až 3 osobami je vhodný nepatrný malý kladný odklon ($+5'$ až $+10'$), aby se pneumatiky odvalovaly po mírně klenuté vozovce kolmo a vznikalo stejné opotřebení. V poslední době se z důvodu lepšího bočního vedení pneumatik v zatáčkách volí odklon často nulový, popř. v zatíženém stavu i záporný.

Při propružení kola dochází u nezávislého zavěšení kol ke změně úhlu odklonu. Tato změna je totožná se změnou úhlu příklonu. Dále se kolo také naklápí a vlivem setrvačnosti vzniká moment, který prostřednictvím zavěšení kola bočně naklápí karosérii. Současně vzniká gyroskopickým účinkem vzhledem k rejdové ose kroutící moment, který musí být zachycován v řízení. Kromě toho vlivem změny odklonu vzniká boční síla ve stopě pneumatiky. Toto má za následek, že zavěšení kola s velkou změnou úhlu odklonu zvyšuje namáhání zavěšení kola a rám, vyvolává neklid řízení a vede ke zvýšenému opotřebení pneumatik. Při propružení kola by tedy nemělo docházet ke změně úhlu odklonu, resp. tato změna by měla být co nejmenší.

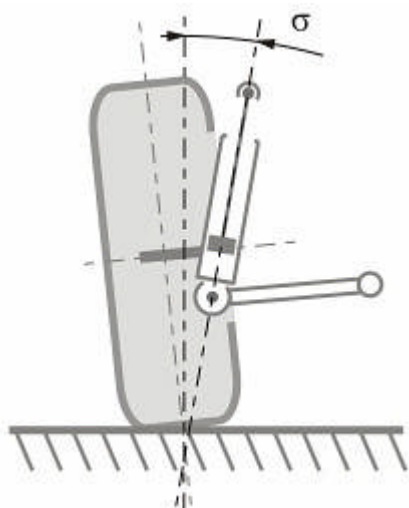
Při zatáčení vozidla se karosérie účinkem odstředivé síly naklápí směrem na vnější stranu zatáčky. Vnitřní kola se oddalují od karosérie, vnější kola se přibližují ke karosérii a u závislého zavěšení dochází ke změně jejich odklonu (u tuhé nápravy nikoliv). Z důvodu jízdní stability při zatáčení velikou rychlostí by měla změna odklonu vnějšího kola vyrovnávat naklopení karosérie, aby kolo zůstalo na vozovce v přibližně kolmé poloze a mohlo tak zachycovat maximální boční síly. Tzn., že při propružení (stlačení pružiny) při zatáčení je výhodnější záporný úhel odklonu. U sportovních vozidel (kde má opotřebení pneumatik podřadnou roli) mají kola záporný odklon zpravidla již v nezatíženém stavu. [1]



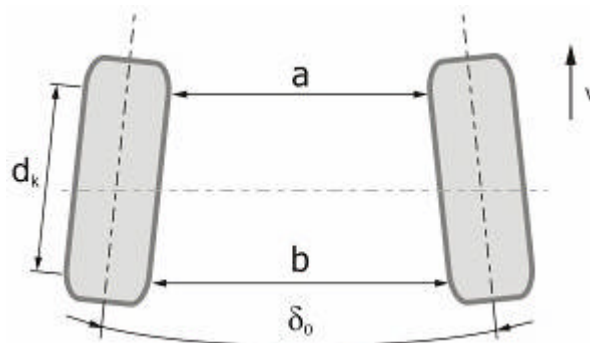
Obr. 2: Poloměr rejdu, [2].



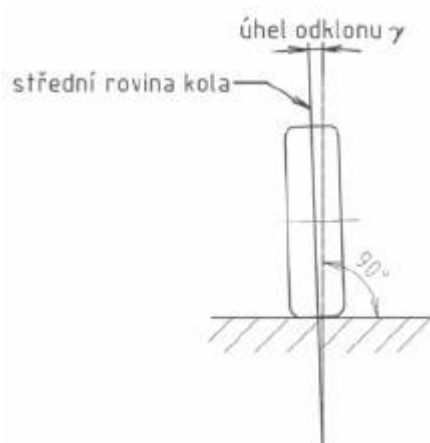
Obr. 3: Závlek kola, [2].



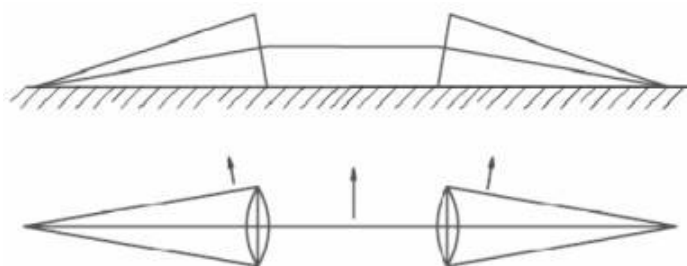
Obr. 4: Příklon rejdové osy, [2].



Obr. 5: Sbíhavost kol, [2].



Obr. 6: Odklon kol, [2].



Obr. 7: Odvalování kol při kladném odklonu, [2].



Obr. 8: Kladný odklon kola, [2].

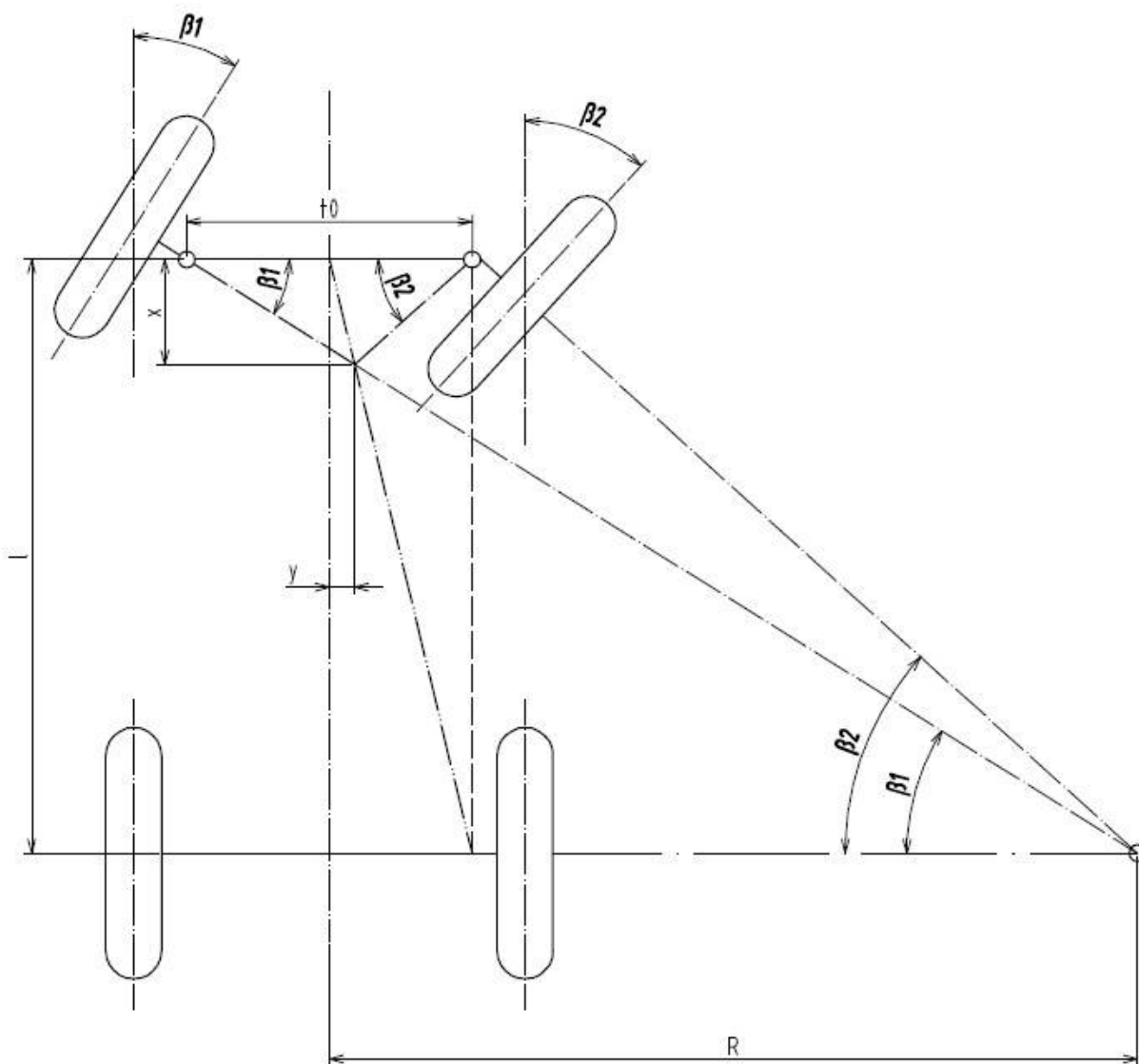


Obr. 9: Záporný odklon kola, [2].

1.3 TEORIE ŘÍZENÍ, ACKERMANNOVA GEOMETRIE ŘÍZENÍ

V okamžiku, kdy jsou řízená kola natočena do zatáčky musí splňovat určité geometrické předpoklady. Kola se musí pouze odvalovat, nikoli smýkat, protože by docházelo k prudkému opotřebení pneumatik.

Předpokládáme-li, že kola jsou bočně nepoddajná, musí střed otáčení vozidla ležet na prodloužené ose zadní nápravy (pro předpoklad, že jsou řízena jen přední kola). Potom hovoříme o teoretické, tzv. Ackermannově geometrii řízení: [1]



Obr. 10: Ackermannova geometrie řízení.

Označíme-li l rozvor náprav, R teoretický poloměr zatáčení, t_0 vzdálenost os rejdových čepů, β_1 úhel natočení vnějšího kola a β_2 úhel natočení vnitřního kola, pak z obrázku plynou následující vztahy:

$$\cot \beta_1 = \frac{R + \frac{t_0}{2}}{l} \quad \cot \beta_2 = \frac{R - \frac{t_0}{2}}{l}, \quad \text{neboli:} \quad \cot \beta_1 - \cot \beta_2 = \frac{t_0}{l} \quad (3.1)$$

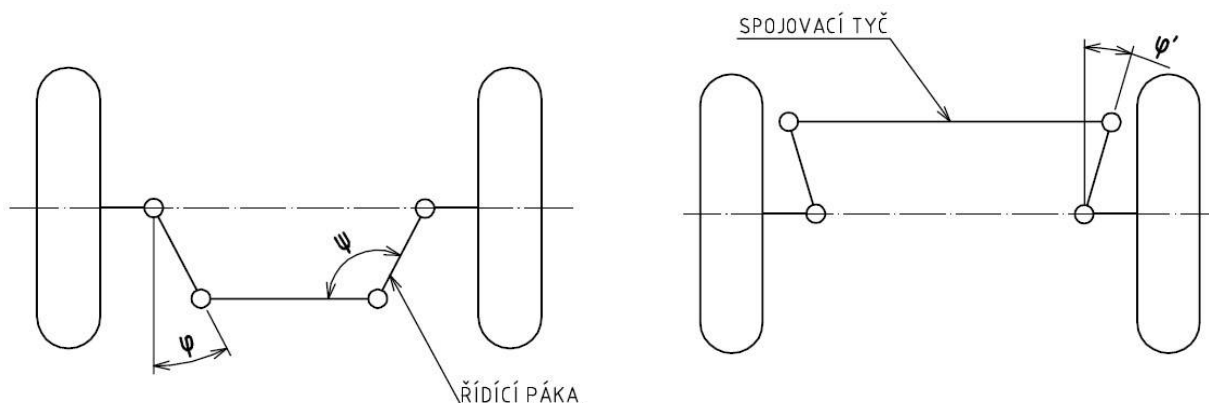
Poslední uvedený vztah je splněn tehdy, jestliže přímky kreslené ze středů rejdových čepů pod úhly β_1 a β_2 se protínají na přímce vedené ze středu přední nápravy do bodu na ose zadní nápravy ve vzdálenosti $t_0/2$ od podélné osy vozidla. Z obr. 6 totiž při zavedení pomocných veličin x a y plyne:

$$\cot \beta_1 = \frac{\frac{t_0}{2} + y}{x}, \quad \cot \beta_2 = \frac{\frac{t_0}{2} - y}{x}$$

Dosadíme-li tyto vztahy do rovnice (3.1) obdržíme vztah:

$$\cot \beta_1 - \cot \beta_2 = \frac{2 \cdot y}{x} = \frac{t_0}{l} \quad \text{a tedy} \quad y = \frac{t_0}{2l} \cdot x \quad (3.2)$$

Vztah (3.2) je rovnicí přímky vedené ze středu přední nápravy do bodu na ose zadní nápravy ve vzdálenosti $t_0/2$ od podélné osy vozidla. Pro splnění teoretické podmínky (3.1) resp. (3.2) se používá tzv. lichoběžník řízení, tzn. Řídící páky spolu se spojovací tyčí mají tvar lichoběžníku.



Obr. 11: Lichoběžník řízení tuhé nápravy (mechanismus řízení).

Úhel φ (resp. φ') se určuje zpravidla graficky (odhadem), dříve se používala tzv. Causantova metoda. Tupý úhel ψ , který svírá řídící páka pravého kola a spojovací tyče nemá přesáhnout při maximálním natočení levého kola hodnotu 160° ; jinak se mohou páky vzpríčit a kola nelze natočit zpět.

Je nutno dodat, že Ackermannova geometrie řízení platí jen pro pomalou jízdu a tuhá kola. Ve skutečnosti při zatáčení vlivem odstředivé síly a značné pružnosti pneumatik vznikají na všech kolech úhly směrových úchylek apod.. [1]

2. Zpracování dat z programu BOSCH ESI[tronic]

V této části bakalářské práce jsou zapsány hodnoty získané z programu BOSCH ESI[tronic], které jsou zřetelné z přiložené tabulky. Pro jejich porovnání a pro vykreslení histogramů relativních četností je použit program Excel a jeho modul pro práci s analýzou dat.

Seřizování geometrie kol	
ROZMĚRY	
Rozvor	mm: 2835
UTAHOVACÍ MOMENTY	
Ocelový ráfek	Nm: 75-95 Nm 95-98=85 Nm
Mátice/svorka řídicí tyče	Nm: 80 Nm
ZKÚŠEBNÍ HODNOTY - Přední kola	
Sbihavost (N, Neg = Rozbihavost)	mm: 2N - 2P
Sbihavost (N, Neg = Rozbihavost)	stupňů: 0°20'N - 0°20'P
Sbihavost (N, Neg = Rozbihavost)	stupňů - 1/100: 0,33N - 0,33P
Sbihavost (N, Neg = Rozbihavost)	stupňů: 0°52'N - 1°08'P
Odklon	stupňů - 1/100: 0,87N - 1,13P
Odklon	stupňů: 1°9' - 4°9'
Záklon	stupňů - 1/100: 1,15 - 4,15
Záklon	stupňů: 1°9' - 4°9'
Zatížení	: bez zatížení
Palivová nádrž - míra naplnění	%: 100
SEŘIZOVACÍ HODNOTY - Přední kola/Zadní kola	
Sbihavost (N, Neg = Rozbihavost)	mm: 0±1
Sbihavost (N, Neg = Rozbihavost)	stupňů: 0°±10'
Sbihavost (N, Neg = Rozbihavost)	stupňů - 1/100: 0±0,17
Sbihavost (N, Neg = Rozbihavost)	stupňů: 0°9'±1°
Odklon	stupňů - 1/100: 0,13±1
Odklon	: Nelze seřizovat
Seřízení odklonu	stupňů (1/100): 1°15' (1,25)
Tolerance vlevo/vpravo	stupňů: 2°39'±1°30'
Záklon	stupňů - 1/100: 2,65±1,50
Záklon	: Nelze seřizovat
Seřízení záklonu	stupňů (1/100): 1° (1)
Tolerance vlevo/vpravo	stupňů (1/100): 1° (1)

Obr.12: Třídění dat z programu BOSCH ESI[tronic], [4].

3. ANALÝZA HODNOT

Analýza hodnot je tvořena na základě dat zjištěných z programu Bosch ESI[tronic]. Je vytvořena tabulka, do které jsou zaneseny tyto hodnoty: model vozidla, rok výroby vozu, výkon motoru, sbíhavost, odklon, možnost seřízení odklonu, tolerance odklonu vlevo a vpravo, záklon, možnost seřízení záklonu, tolerance záklonu vlevo a vpravo.

V databázi vozidel je vybráno náhodně 102 typů vozidel od sedmi předních světových výrobců. Tyto hodnoty jsou zaneseny do tabulky a následně zpracovány v tabulkovém programu Excel. Uvedené hodnoty platí pro nezatížená vozidla. V celé práci se zabývám pouze charakteristikami přední (řídící) nápravy. Tabulku těchto dat najdeme v příloze.

3.1. REGRESNÍ A KORELAČNÍ ANALÝZA, TEST HYPOTÉZY

Při sledování vztahu mezi zjištěnými hodnotami závisle a nezávisle proměnné můžeme ze statistického hlediska řešit otázky, zda existuje nebo neexistuje závislost (vztah, korelace) mezi veličinami, popř. sledujeme míru intenzity tohoto vztahu. Sledujeme, zda je vztah blízký funkční závislosti nebo se naopak blíží až k nezávislosti. Tento obor se nazývá korelační analýza. Dále můžeme řešit, jaký matematický vztah má tato závislost. V tomto případě se jedná o tzv. regresní analýzu.

Mírou intenzity mezi veličinami je tzv. koeficient korelace. Koeficient korelace může nabývat hodnot od -1 do +1, tzn. $r \in \langle -1; 1 \rangle$. Je-li absolutní hodnota koeficientu korelace rovna 1, jedná se o funkční závislost a jednotlivé body leží na přímce. Korelační koeficient může nabývat také hodnoty 0, v tomto případě není mezi veličinami závislost. Liší-li se však tato hodnota významně od nuly, prokážeme tím, že mezi veličinami existuje určitá závislost.

Při zkoumání závislosti mezi veličinami hraje důležitou roli tzv. test nezávislosti veličin. Jedná se o statistickou hypotézu. Testujeme nulovou hypotézu $H: \rho_0 = 0$. Tento zápis znamená, že mezi zkoumanými veličinami neexistuje lineární závislost. V protikladu k tomuto tvrzení můžeme psát $\bar{H}: \rho_0 \neq 0$. Tento zápis potom znamená, že mezi testovanými veličinami existuje závislost.

U testování hypotéz hraje významnou roli tzv. hladina významnosti α . Jedná se o pravděpodobnost, že náhodná proměnná se bude zpravidla nacházet v oboru zamítnutí statistické hypotézy. Hovoříme o 5% nebo 1% hladině významnosti, tedy $\alpha = 0,05$ nebo $\alpha = 0,01$. Podmínkou je, že $\alpha > 0$.

Tento test nulové hypotézy je použit při analýze našich dat. Je vhodný pro případy, kdy počet testovaných prvků $n > 10$. Zároveň musejí být splněny tyto podmínky: $|r| \neq 1$ a $|\rho_0| \neq 1$.

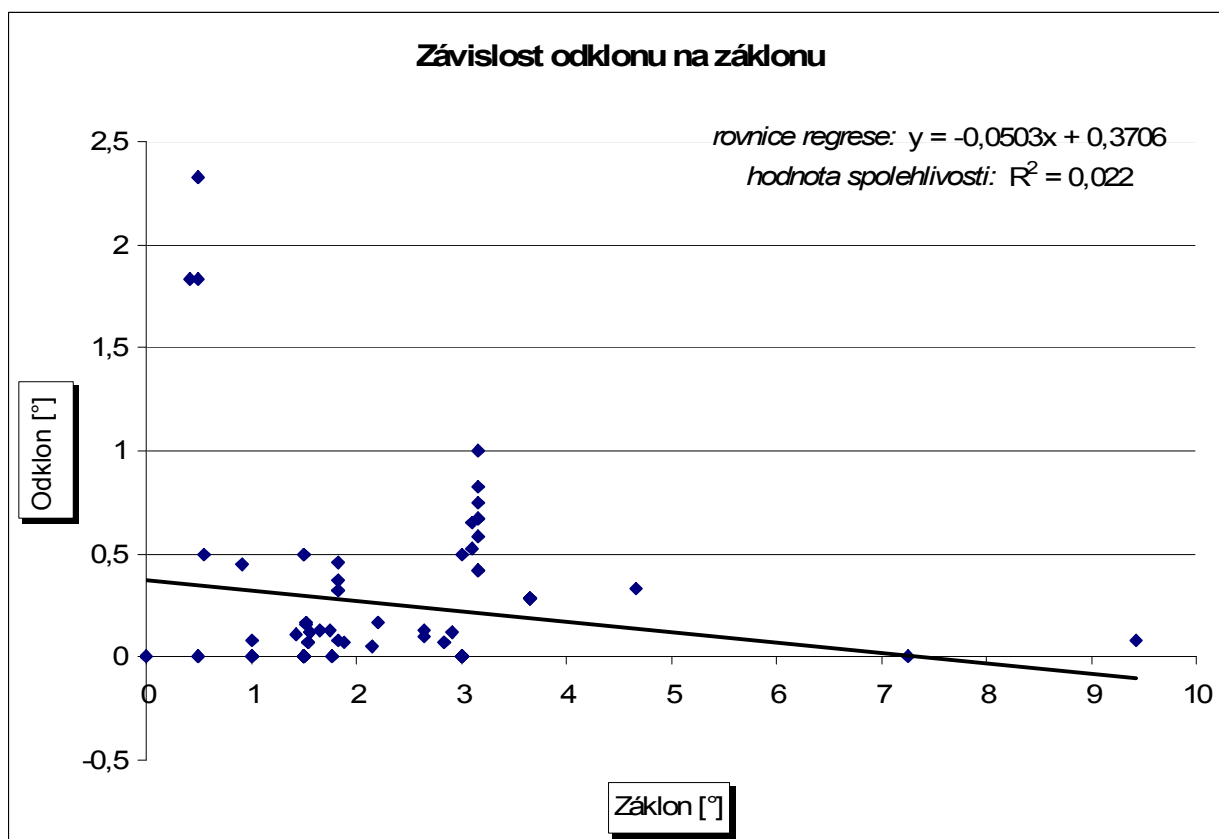
V prvním kroku hypotézy stanovíme tzv. pozorovanou hodnotu testového kritéria t , kterou vypočteme ze vztahu uvedeného ve stati 2.2. Dále ze statistických tabulek určíme hodnotu oboru nezamítnutí $u_{0,995}$ a vyšetříme interval oboru nezamítnutí.

Je nutno upozornit na to, že neexistuje matematický postup, který prokáže platnost statistické hypotézy! Pouze rozhodneme, zda danou hypotézu zamítáme a dopustíme se chyby s pravděpodobností menší než zvolené α , nebo hypotézu nezamítáme, ale nevíme zda hypotéza platí, či máme jenom nedostatek informací (většinou nedostatečný počet vstupních informací) k zamítnutí hypotézy. Nezamítnutí hypotézy H , respektive \bar{H} , neznamená ještě prokázání její platnosti, neboť jsme na základě realizace náhodného výběru získali pouze informace, které nestačí na její zamítnutí. Je-li to možné, měli bychom před přijetím dané

hypotézy zvětšit rozsah statistického souboru (v našem případě počet dat) a znovu hypotézu H testovat. [3]

3.2. REGRESNÍ A KORELAČNÍ ANALÝZA

V prvním kroku se zabývám analýzou závislosti odklonu na záklonu. Z hodnot jsem zhotovil bodový graf a následně jím proložil spojnicí trendu. Nalezl jsem rovnici regrese a hodnotu spolehlivosti. Vypočetl jsem korelační koeficient, aby mohla být provedena hypotéza o nezávislosti odklonu na záklonu.



Graf 1: Bodový graf závislosti odklonu na záklonu.

Budeme testovat dvourozměrný soubor o rozsahu $n=102$ prvků. Vypočtený koeficient korelace nabývá hodnoty $r = -0,14819$. Test bude proveden na hladině významnosti 1%, tedy $\alpha = 0,01$. Pro potřeby výpočtů budeme odklon značit X , záklon Y .

$$H : X, Y \text{ jsou nezávislé} \Leftrightarrow \rho(X, Y) = 0$$

$$\bar{H} : \rho(X, Y) \neq 0$$

$$t = \left(\ln \frac{1+r}{1-r} - \ln \frac{1+\rho_0}{1-\rho_0} - \frac{\rho_0}{n-1} \right) \sqrt{\frac{n-3}{2}}$$

$$t = \left(\ln \frac{1+r}{1-r} \right) \sqrt{\frac{n-3}{2}} = \left(\ln \frac{1-0,14819}{1+0,14819} \right) \sqrt{\frac{102-3}{2}} = \underline{\underline{-2,100686453}}$$

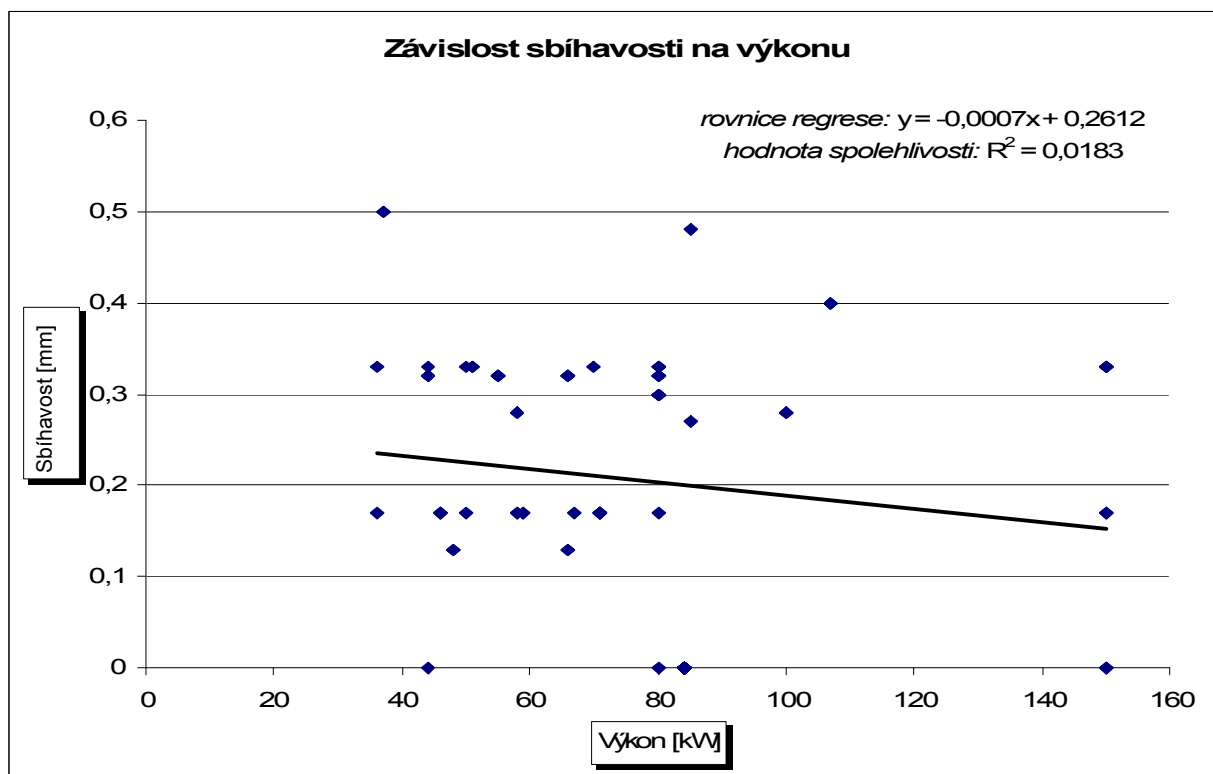
$$u_{1-\frac{\alpha}{2}} = u_{0,995} = 2,576$$

$$\overline{W}_{\alpha} = \left\langle -u_{1-\frac{\alpha}{2}}; u_{1-\frac{\alpha}{2}} \right\rangle \quad \overline{W}_{0,01} = \langle -2,576; 2,576 \rangle$$

$$t \in \overline{W}_{0,01}$$

Hypotézu o nezávislosti odklonu na záklonu **nezamítám** na hladině významnosti 1%. Mezi testovanými veličinami není prokázána závislost.

Stejný druh hypotézy je proveden i pro závislost sbíhavosti na výkonu. Opět je sestaven bodový graf, jím proložena přímka regrese a vypočtena hodnota spolehlivosti. Pomocí funkcí programu Excel je nalezen koeficient korelace.



Graf 2: Bodový graf závislosti sbíhavosti na výkonu.

Testujeme dvourozměrný soubor o rozsahu $n = 102$ prvků. Vypočtený koeficient korelace má hodnotu $r = -0,13523$. Test je proveden na hladině významnosti 1%, tedy $\alpha = 0,01$. Hodnoty výkonu pro potřeby výpočtu označíme X , sbíhavost označíme Y .

$$H : X, Y \text{ jsou nezávislé} \Leftrightarrow \rho(X, Y) = 0$$

$$\overline{H} : \rho(X, Y) \neq 0$$

$$t = \left(\ln \frac{1+r}{1-r} - \ln \frac{1+\rho_0}{1-\rho_0} - \frac{\rho_0}{n-1} \right) \sqrt{\frac{n-3}{2}}$$

$$t = \left(\ln \frac{1+r}{1-r} \right) \sqrt{\frac{n-3}{2}} = \left(\ln \frac{1-0,13523}{1+0,13523} \right) \sqrt{\frac{102-3}{2}} = \underline{\underline{-1,914516362}}$$

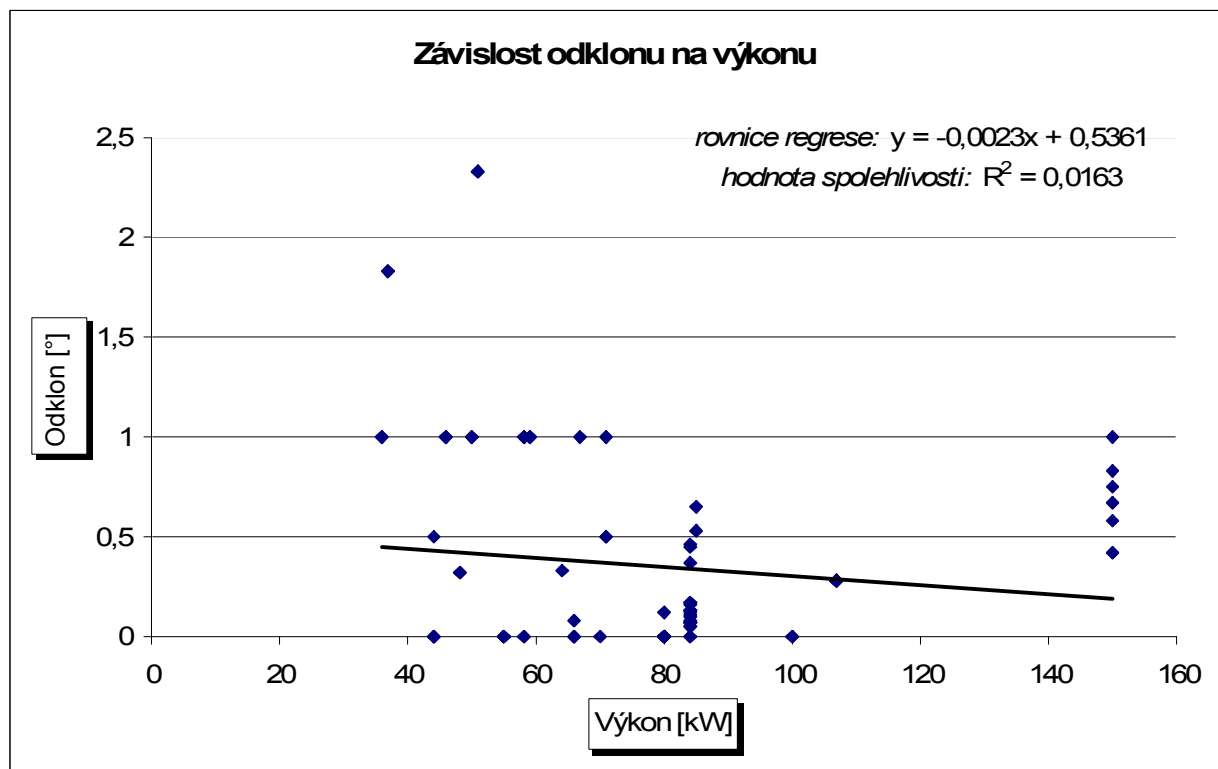
$$u_{1-\frac{\alpha}{2}} = u_{0,995} = 2,576$$

$$\bar{W}_\alpha = \left\langle -u_{1-\frac{\alpha}{2}}; u_{1-\frac{\alpha}{2}} \right\rangle \quad \bar{W}_{0,01} = \langle -2,576; 2,576 \rangle$$

$$t \in \bar{W}_{0,01}$$

Hypotézu o nezávislosti sbíhavosti na výkonu **nezamítám** na hladině významnosti 1%. Mezi testovanými veličinami není prokázána závislost.

Proveďme tyto hypotézy i pro ostatní závislosti. A sice pro závislost odklonu na výkonu, záklonu na výkonu, pro závislost sbíhavosti na roku výroby, odklonu a záklonu.



Graf 3: Bodový graf závislosti odklonu na výkonu.

Testujeme závislost odklonu na výkonu. Počet prvků $n = 102$, koeficient korelace $r = -0,12786$, test proveden na hladině významnosti $\alpha = 0,01$. Pro potřeby výpočtu opět volím značení: výkon X , odklon Y .

$$H : X, Y \text{ jsou nezávislé} \Leftrightarrow \rho(X, Y) = 0$$

$$\bar{H} : \rho(X, Y) \neq 0$$

$$t = \left(\ln \frac{1+r}{1-r} - \ln \frac{1+\rho_0}{1-\rho_0} - \frac{\rho_0}{n-1} \right) \sqrt{\frac{n-3}{2}}$$

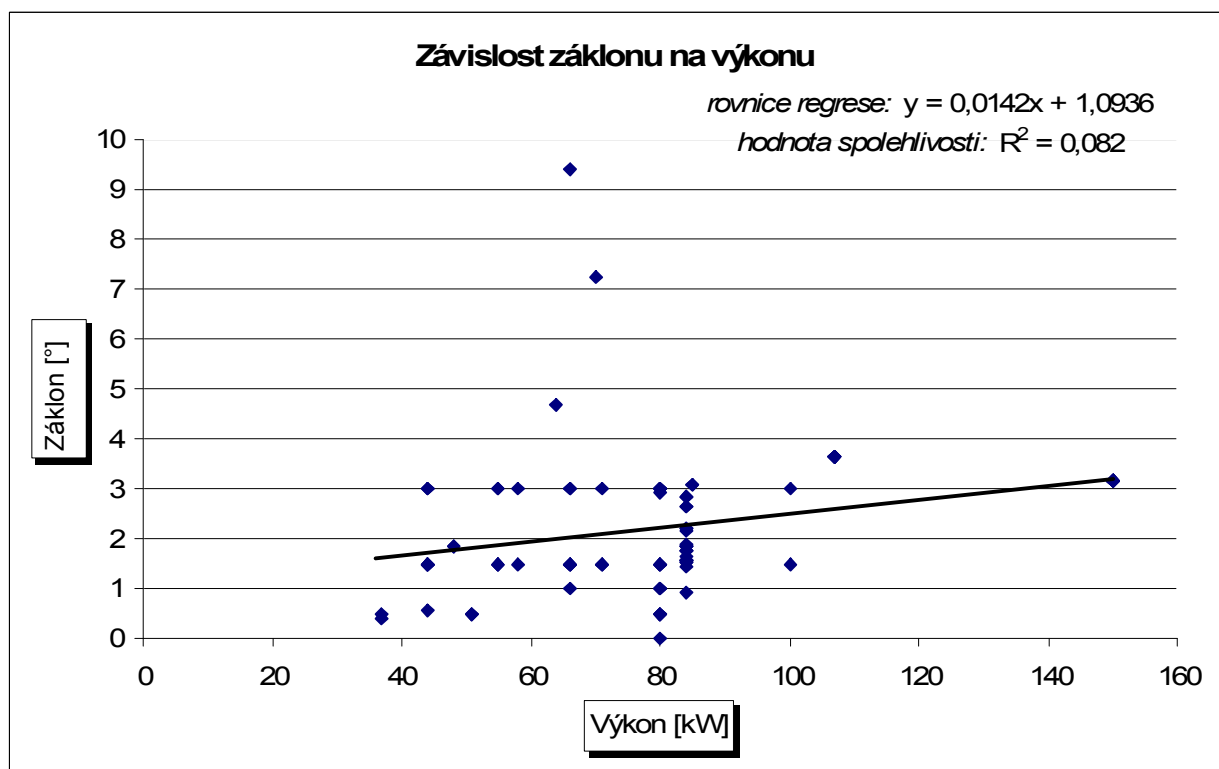
$$t = \left(\ln \frac{1+r}{1-r} \right) \sqrt{\frac{n-3}{2}} = \left(\ln \frac{1-0,12786}{1+0,12786} \right) \sqrt{\frac{102-3}{2}} = \underline{\underline{-1,809003298}}$$

$$u_{1-\frac{\alpha}{2}} = u_{0,995} = 2,576$$

$$\bar{W}_\alpha = \left\langle -u_{1-\frac{\alpha}{2}}; u_{1-\frac{\alpha}{2}} \right\rangle \quad \bar{W}_{0,01} = \langle -2,576; 2,576 \rangle$$

$$t \in \bar{W}_{0,01}$$

Hypotézu o nezávislosti odklonu na výkonu **nezamítám** na hladině významnosti 1%. Mezi testovanými veličinami není prokázána závislost.



Graf 4: Bodový graf závislosti záklonu na výkonu.

Testujeme závislost záklonu na výkonu. Počet prvků $n = 102$, koeficient korelace $r = 0,286419$, test proveden na hladině významnosti $\alpha = 0,01$. Pro potřeby výpočtu opět volím značení: výkon X, záklon Y.

$$H : X, Y \text{ jsou nezávislé} \Leftrightarrow \rho(X, Y) = 0$$

$$\bar{H} : \rho(X, Y) \neq 0$$

$$t = \left(\ln \frac{1+r}{1-r} - \ln \frac{1+\rho_0}{1-\rho_0} - \frac{\rho_0}{n-1} \right) \sqrt{\frac{n-3}{2}}$$

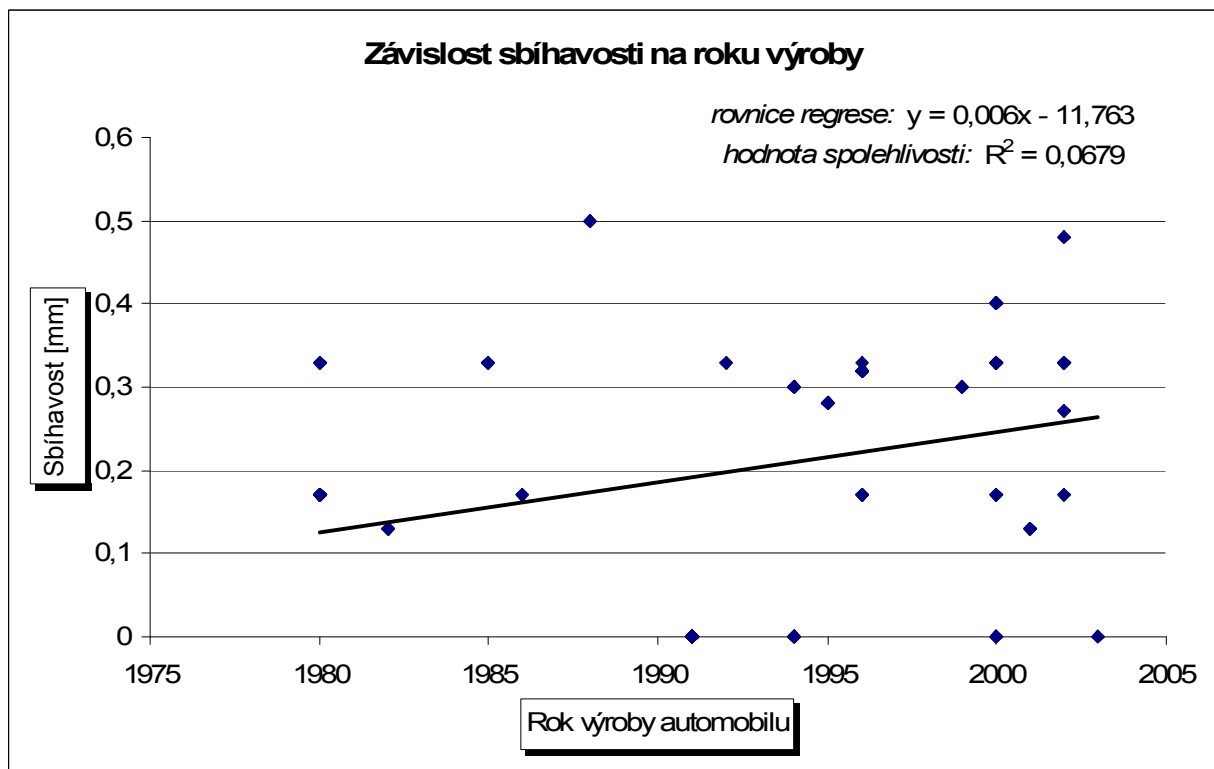
$$t = \left(\ln \frac{1+r}{1-r} \right) \sqrt{\frac{n-3}{2}} = \left(\ln \frac{1+0,286419}{1-0,286419} \right) \sqrt{\frac{102-3}{2}} = \underline{\underline{4,146243905}}$$

$$u_{1-\frac{\alpha}{2}} = u_{0,995} = 2,576$$

$$\bar{W}_\alpha = \left\langle -u_{1-\frac{\alpha}{2}}; u_{1-\frac{\alpha}{2}} \right\rangle \quad \bar{W}_{0,01} = \langle -2,576; 2,576 \rangle$$

$$t \notin \bar{W}_{0,01}$$

Hypotézu o nezávislosti záklonu na výkonu **zamítám** na hladině významnosti 1%. Mezi testovanými veličinami byla prokázána statistická závislost.



Graf 5: Bodový graf závislosti sbíhavosti na roku výroby.

Testujeme závislost sbíhavosti na roku výroby. Počet prvků $n=102$, koeficient korelace $r=0,260522437$, test proveden na hladině významnosti $\alpha=0,01$. Pro potřeby výpočtu opět volím značení: rok výroby X , záklon Y .

$$H : X, Y \text{ jsou nezávislé} \Leftrightarrow \rho(X, Y) = 0$$

$$\bar{H} : \rho(X, Y) \neq 0$$

$$t = \left(\ln \frac{1+r}{1-r} - \ln \frac{1+\rho_0}{1-\rho_0} - \frac{\rho_0}{n-1} \right) \sqrt{\frac{n-3}{2}}$$

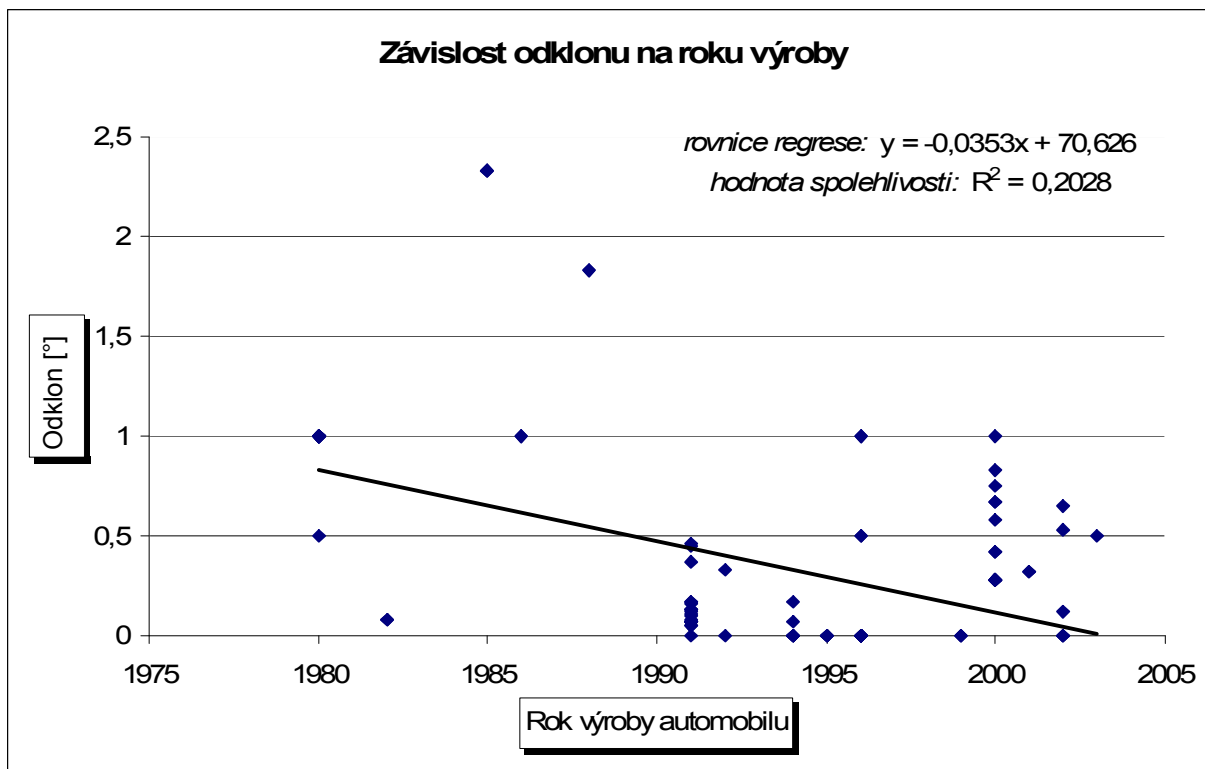
$$t = \left(\ln \frac{1+r}{1-r} \right) \sqrt{\frac{n-3}{2}} = \left(\ln \frac{1+0,260522437}{1-0,260522437} \right) \sqrt{\frac{102-3}{2}} = \underline{\underline{3,752362661}}$$

$$u_{1-\frac{\alpha}{2}} = u_{0,995} = 2,576$$

$$\bar{W}_\alpha = \left\langle -u_{1-\frac{\alpha}{2}}; u_{1-\frac{\alpha}{2}} \right\rangle \quad \bar{W}_{0,01} = \langle -2,576; 2,576 \rangle$$

$$t \notin \bar{W}_{0,01}$$

Hypotézu o nezávislosti sbíhavosti na roku výroby **zamítám** na hladině významnosti 1%. Mezi testovanými veličinami není prokázána závislost.



Graf 6: Bodový graf závislosti odklonu na roku výroby.

Testujeme závislost odklonu na roku výroby. Počet prvků $n = 102$, koeficient korelace $r = -0,45031791$, test proveden na hladině významnosti $\alpha = 0,01$. Pro potřeby výpočtu opět volím značení: rok výroby X , odklon Y .

$$H : X, Y \text{ jsou nezávislé} \Leftrightarrow \rho(X, Y) = 0$$

$$\bar{H} : \rho(X, Y) \neq 0$$

$$t = \left(\ln \frac{1+r}{1-r} - \ln \frac{1+\rho_0}{1-\rho_0} - \frac{\rho_0}{n-1} \right) \sqrt{\frac{n-3}{2}}$$

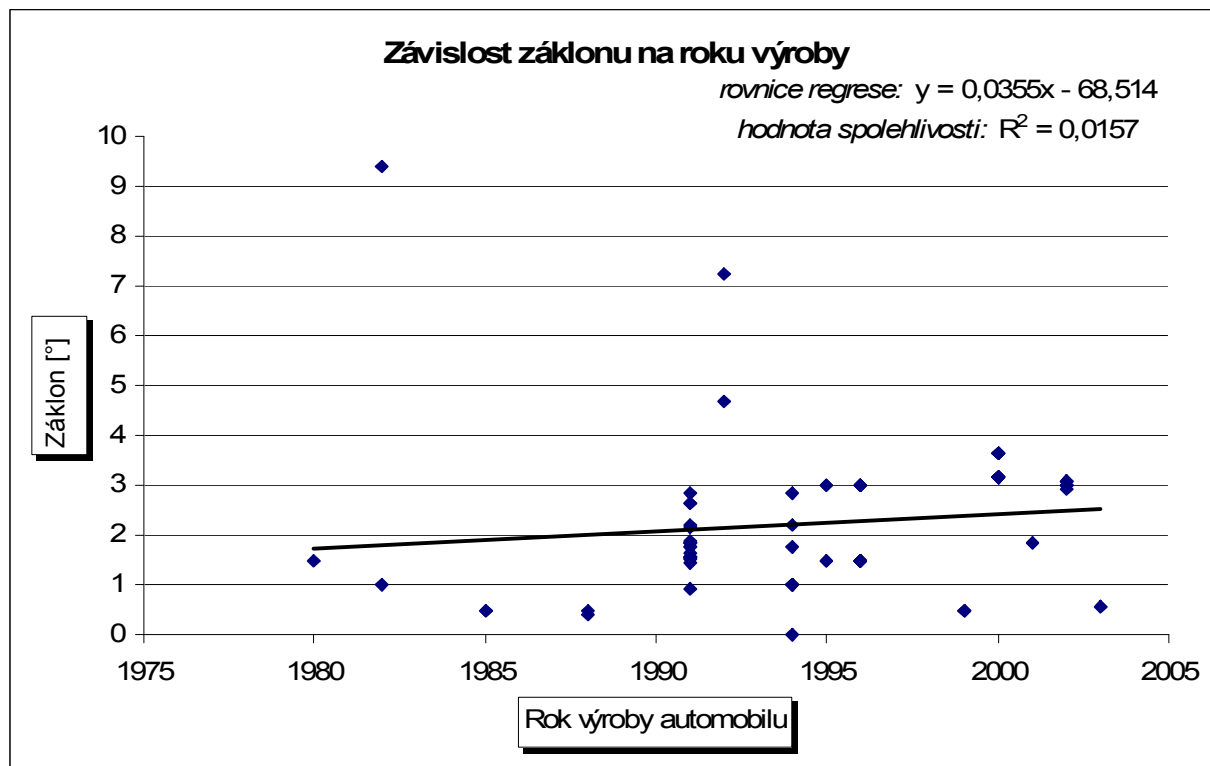
$$t = \left(\ln \frac{1+r}{1-r} \right) \sqrt{\frac{n-3}{2}} = \left(\ln \frac{1-0,45031791}{1+0,45031791} \right) \sqrt{\frac{102-3}{2}} = \underline{\underline{-6,825947717}}$$

$$u_{1-\frac{\alpha}{2}} = u_{0,995} = 2,576$$

$$\bar{W}_\alpha = \left\langle -u_{1-\frac{\alpha}{2}}; u_{1-\frac{\alpha}{2}} \right\rangle \quad \bar{W}_{0,01} = \langle -2,576; 2,576 \rangle$$

$$t \notin \bar{W}_{0,01}$$

Hypotézu o nezávislosti odklonu na roku výroby **zamítám** na hladině významnosti 1%. Mezi testovanými veličinami není prokázána závislost.



Graf 7: Bodový graf závislosti záklonu na roku výroby.

Testujeme závislost záklonu na roku výroby. Počet prvků $n = 102$, koeficient korelace $r = 0,125372021$, test proveden na hladině významnosti $\alpha = 0,01$. Pro potřeby výpočtu opět volím značení: rok výroby X , záklon Y .

$$H : X, Y \text{ jsou nezávislé} \Leftrightarrow \rho(X, Y) = 0$$

$$\bar{H} : \rho(X, Y) \neq 0$$

$$t = \left(\ln \frac{1+r}{1-r} - \ln \frac{1+\rho_0}{1-\rho_0} - \frac{\rho_0}{n-1} \right) \sqrt{\frac{n-3}{2}}$$

$$t = \left(\ln \frac{1+r}{1-r} \right) \sqrt{\frac{n-3}{2}} = \left(\ln \frac{1+0,125372021}{1-0,125372021} \right) \sqrt{\frac{102-3}{2}} = \underline{\underline{1,773471875}}$$

$$u_{1-\frac{\alpha}{2}} = u_{0,995} = 2,576$$

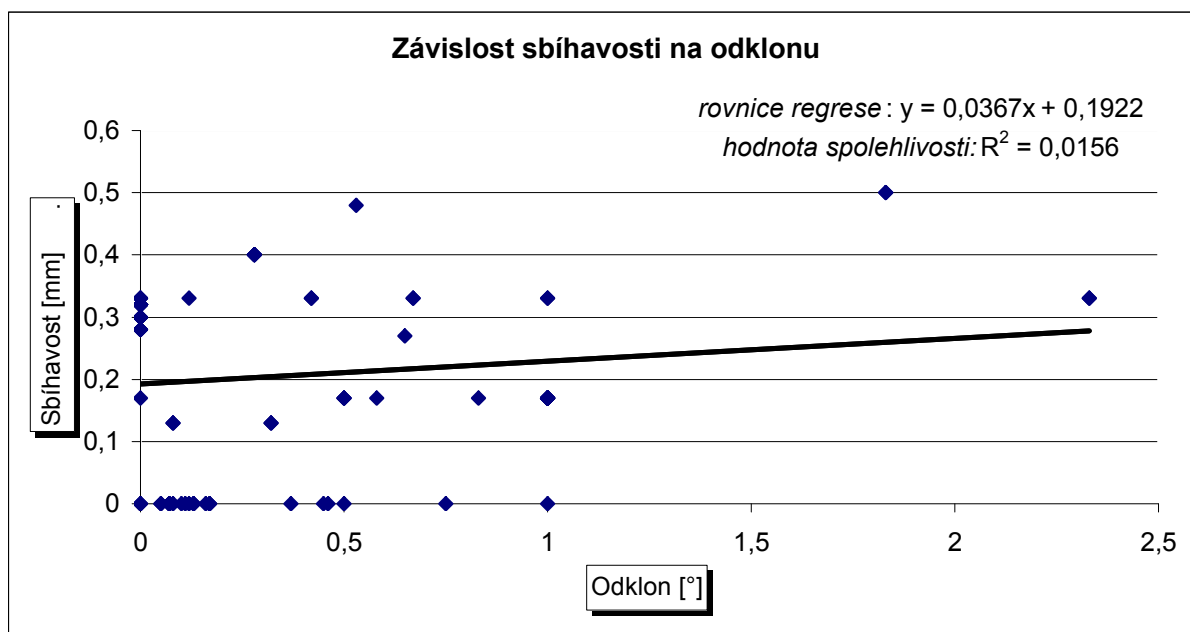
$$\bar{W}_\alpha = \left\langle -u_{1-\frac{\alpha}{2}}; u_{1-\frac{\alpha}{2}} \right\rangle \quad \bar{W}_{0,01} = \langle -2,576; 2,576 \rangle$$

$$t \in \bar{W}_{0,01}$$

Hypotézu o nezávislosti záklonu na roku výroby **nezamítám** na hladině významnosti 1%. Mezi testovanými veličinami není prokázána závislost.



Obr. 13: Peugeot Partner, [3].



Graf 8: Bodový graf závislosti sbíhavosti na odklonu.

Testujeme závislost záklonu na roku výroby. Počet prvků $n = 102$, koeficient korelace $r = 0,124764332$, test proveden na hladině významnosti $\alpha = 0,01$. Pro potřeby výpočtu opět volím značení: sbíhavost X , odklon Y .

$$H : X, Y \text{ jsou nezávislé} \Leftrightarrow \rho(X, Y) = 0$$

$$\bar{H} : \rho(X, Y) \neq 0$$

$$t = \left(\ln \frac{1+r}{1-r} - \ln \frac{1+\rho_0}{1-\rho_0} - \frac{\rho_0}{n-1} \right) \sqrt{\frac{n-3}{2}}$$

$$t = \left(\ln \frac{1+r}{1-r} \right) \sqrt{\frac{n-3}{2}} = \left(\ln \frac{1+0,124764332}{1-0,124764332} \right) \sqrt{\frac{102-3}{2}} = \underline{\underline{1,764785053}}$$

$$u_{1-\frac{\alpha}{2}} = u_{0,995} = 2,576$$

$$\bar{W}_\alpha = \left\langle -u_{1-\frac{\alpha}{2}}; u_{1-\frac{\alpha}{2}} \right\rangle \quad \bar{W}_{0,01} = \langle -2,576; 2,576 \rangle$$

$$t \in \bar{W}_{0,01}$$

Hypotézu o nezávislosti záklonu na roku výroby **nezamítám** na hladině významnosti 1%. Mezi testovanými veličinami není prokázána závislost.

3.3. SHRUTÍ ZJIŠTĚNÝCH POZNATKŮ Z REGRESNÍ A KORELAČNÍ ANALÝZY

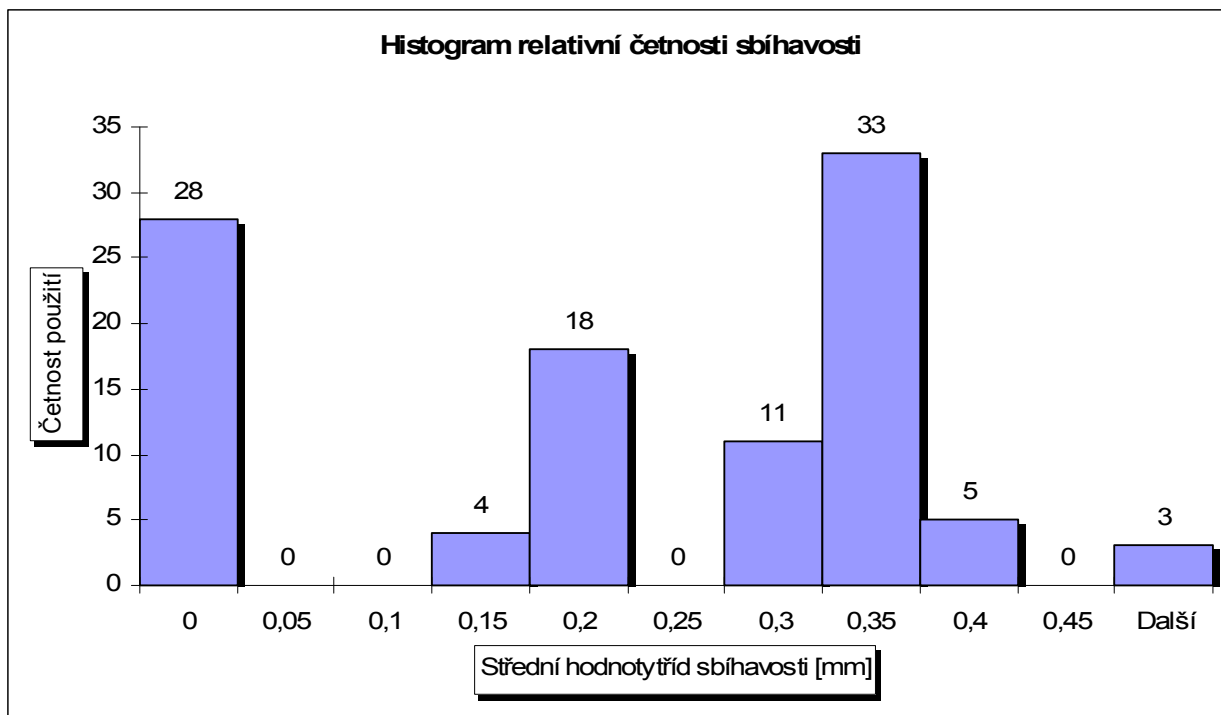
	Sbíhavost	Odklon	Záklon
Výkon	NE	NE	ANO
Rok výroby	NE	NE	NE
Odklon	NE	-	NE

Tabulka 2: Vyhodnocení provedené analýzy.

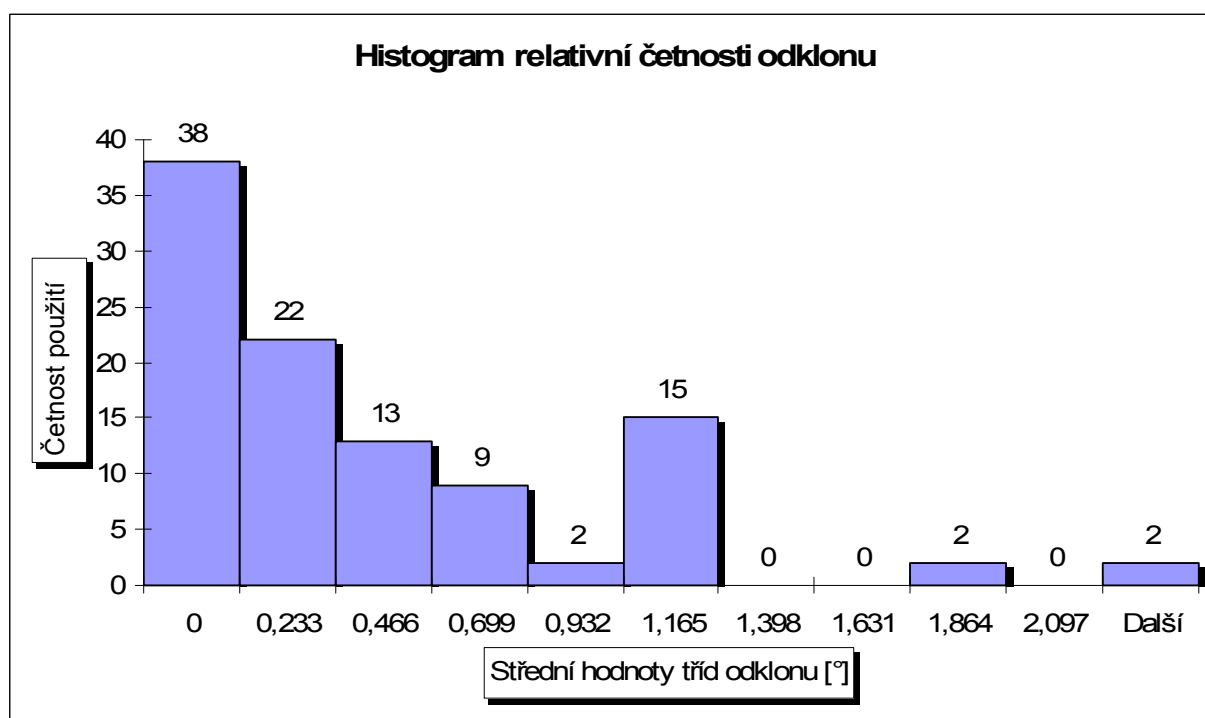
Sbíhavost není závislá ani na výkonu ani na roku výroby, odklon není závislý na výkonu ani na roku výroby, záklon není závislý na roku výroby, existuje zde však určitá závislost mezi záklonem a výkonem vozidla. Záklon není závislý na odklonu.

4. ČETNOSTNÍ ANALÝZA

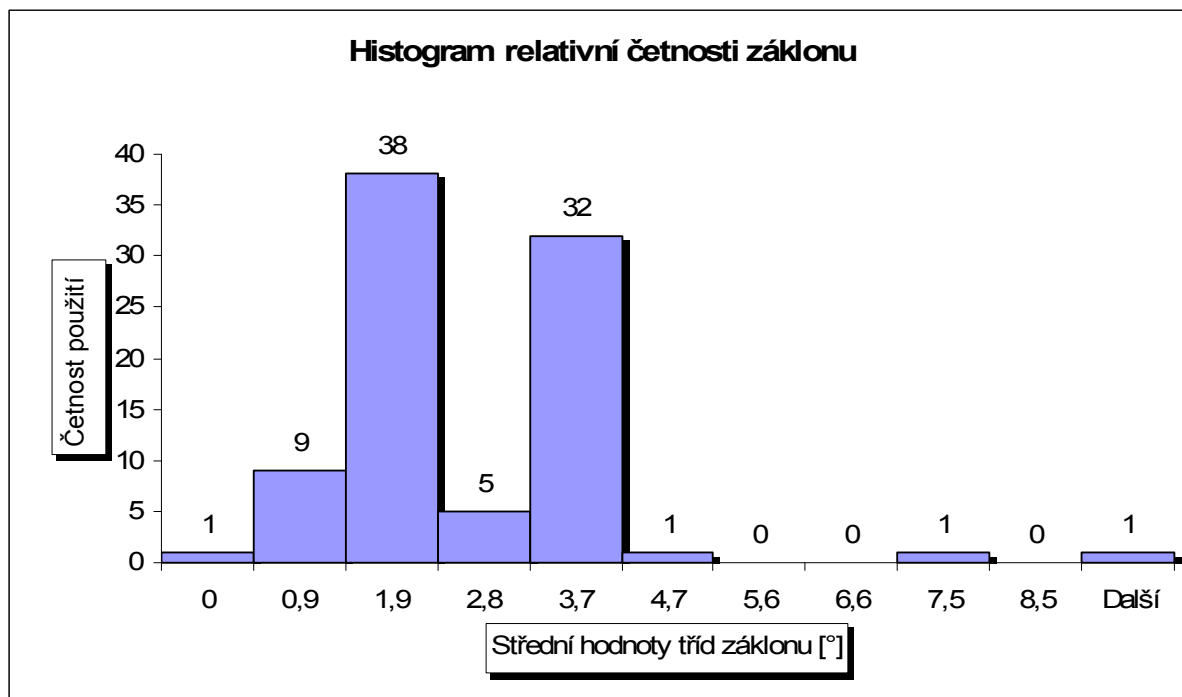
Abychom mohli konstatovat, které nastavení záklonu, odklonu a sbíhavosti je použito u vyšetřovaných vozidel nejčastěji, je nutno sestavit tzv. histogramy relativních četností. Tyto jsou opět provedeny v tabulkovém programu Excel a jejich dalším podrobnějším rozbořem se nebudeme v práci zabývat.



Graf 9: Histogram relativní četnosti sbíhavosti.



Graf 10: Histogram relativní četnosti odklonu.



Graf 11: Histogram relativní četnosti záklonu.

Největší výskyt hodnot **sbíhavosti** (graf 8) je v oblasti nuly a dále v oblasti od 0,2 do 0,35 mm. Největší výskyt hodnot **odklonu** (graf 9) je od 0 do 1,165 mm a největší výskyt hodnot **záklonu** (graf 10) pozorujeme v oblastech od 1,9 do 3,7 mm.



Obr. 14: Ford Tranzit, [6].

5. ODCHYLKY JEDNOTLIVÝCH VÝROBCŮ A ODCHYLKY PRO RŮZNÁ USPOŘÁDÁNÍ POHONU

V této stati provádím zhodnocení jednotlivých hodnot pro vozy jednotlivých výrobců a pro různá uspořádání pohonu. Uspořádáním pohonu rozumíme, má-li vozidlo poháněnou přední nebo zadní nápravu. V závislosti na zjištěných hodnotách provedeme diskusi.

Aby mohla být provedena analýza hodnot dle jednotlivých výrobců, zjišťoval jsem střední hodnoty sbíhavosti, odklonu a záklonu podle výrobce vozidla dle vzorce:

$$Sbíhavost_{střřed}^{výrobce} = \frac{\sum sbíhavost_{stř}}{n}$$

$$Odklon_{střřed}^{výrobce} = \frac{\sum odklon_{stř}}{n}$$

$$Záklon_{střřed}^{výrobce} = \frac{\sum záklon_{stř}}{n}$$

Zaměříme-li se na zjišťování těchto středních hodnot pro jednotlivá uspořádání pohonu automobilů, budeme obdobně stejně a sice:

$$Sbíhavost_{střřed}^{pohon} = \frac{\sum sbíhavost_{stř}}{n}$$

$$Odklon_{střřed}^{pohon} = \frac{\sum odklon_{stř}}{n}$$

$$Záklon_{střřed}^{pohon} = \frac{\sum záklon_{stř}}{n}$$

Kde n představuje počet vozů ze zkoumaného statistického souboru. Tímto souborem je počet vozů zkoumaných od konkrétního výrobce a počet vozů mající poháněnou přední nápravu nebo zadní nápravu.

Uvedené výsledky jsou zaznamenány v tabulce 2 a jsou z nich v tabulkovém programu Excel sestaveny následující grafy četností, které budou dále blíže rozebrány a zhodnoceny.

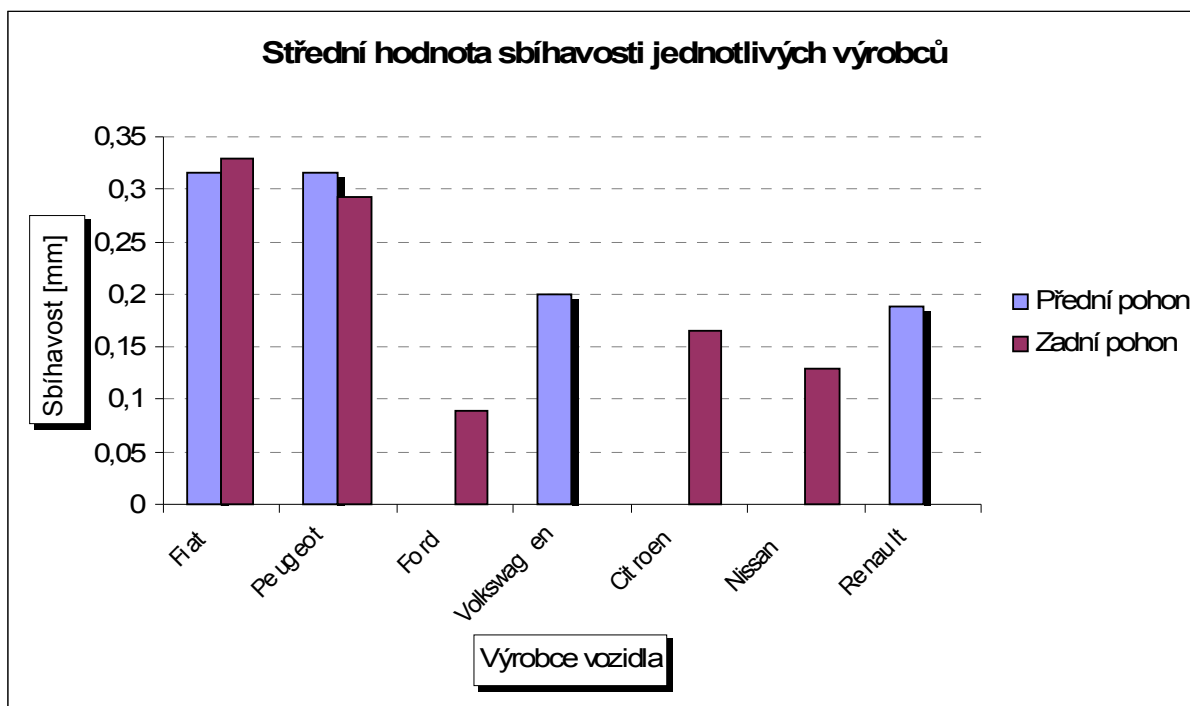
Podotýkám, že v následujících grafech najdeme střední hodnoty charakteristik pouze u vozů značky Fiat a Peugeot, neboť pouze tyto skupiny zkoumaných vozů použité v bakalářské práci mají rozdílně poháněnou nápravu.

Výrobce vozu	Sbíhavost _{stř} [mm]		Odklon _{stř} [°]		Záklon _{stř} [°]	
	P	Z	P	Z	P	Z
Fiat	0,315	0,330	1,075	2,330	1,145	0,500
Peugeot	0,315	0,292	0,005	0,000	2,246	1,166
Ford	-	0,089	-	0,189	-	2,191
Volkswagen	0,199	-	0,617	-	3,783	
Citroen	-	0,165	-	0,000	-	0,750
Nissan	-	0,130	-	0,080	-	5,210
Renault	0,189	-	0,912	-	0,353	-

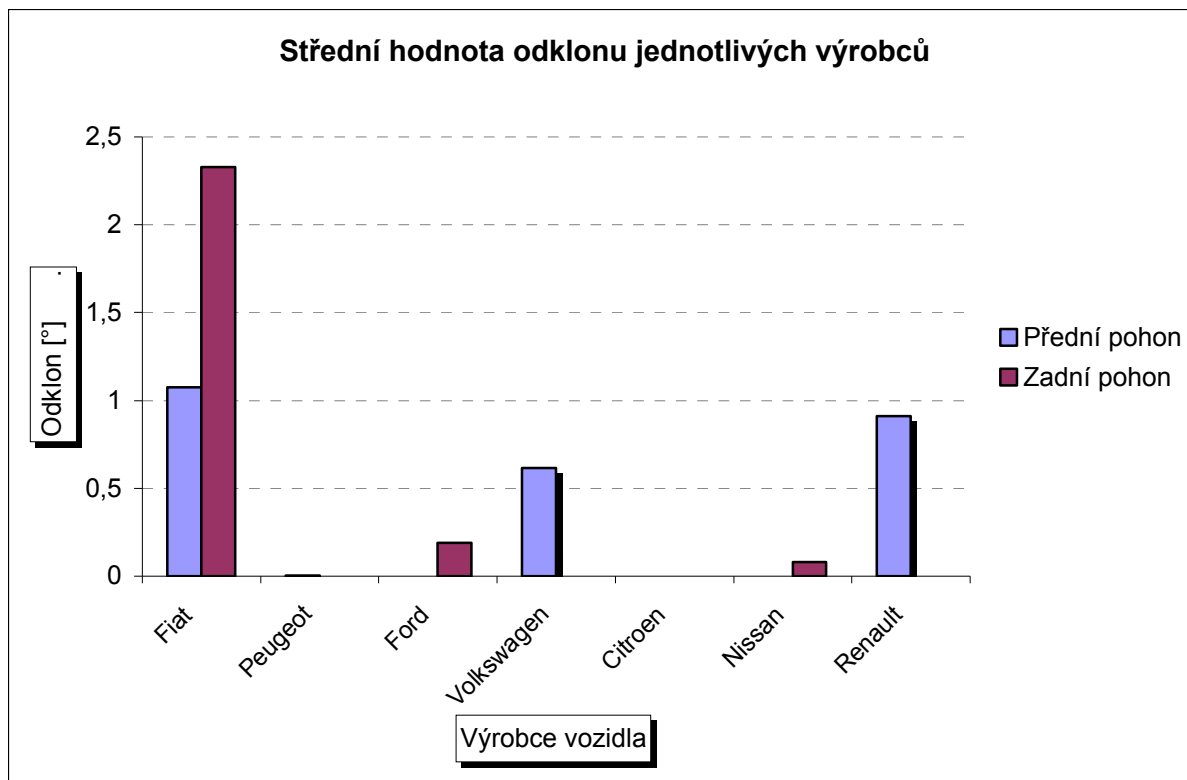
Tabulka 3: Odchyly sbíhavosti, odklonu a záklonu jednotlivých výrobců.

Poháněná náprava	Sbíhavost _{stř} [mm]	Odklon _{stř} [°]	Záklon _{stř} [°]
Přední	0,255	0,474	2,496
Zadní	0,147	0,227	2,007

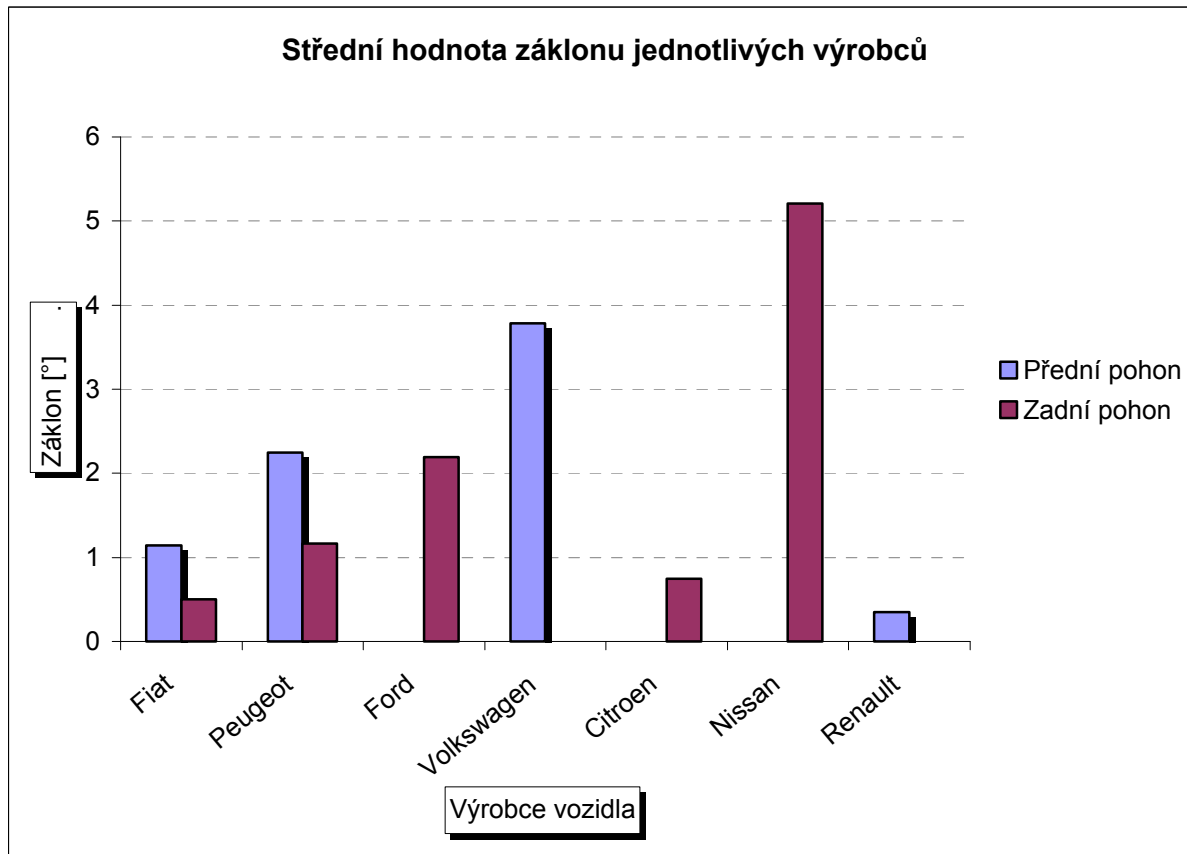
Tabulka 4: Odchyly sbíhavosti, odklonu a záklonu pro různá uspořádání pohonu.



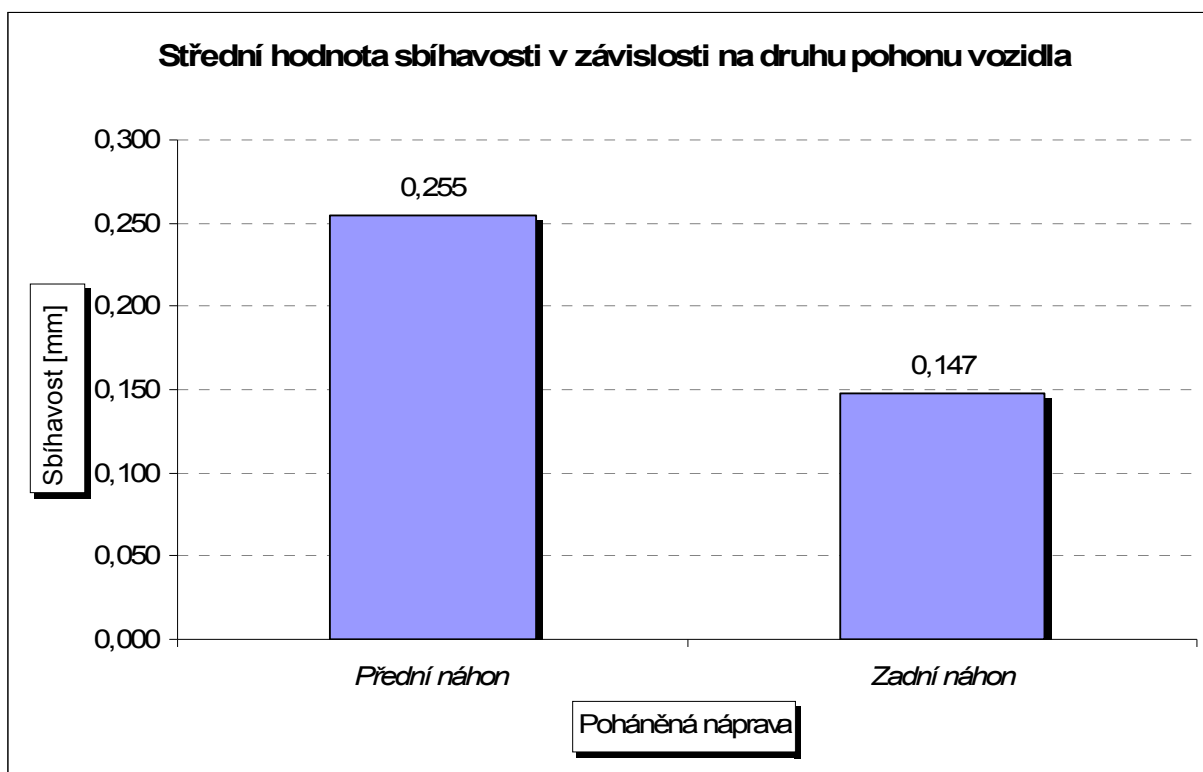
Graf 12: Histogram relativní četnosti středních hodnot sbíhavosti pro jednotlivé výrobce.



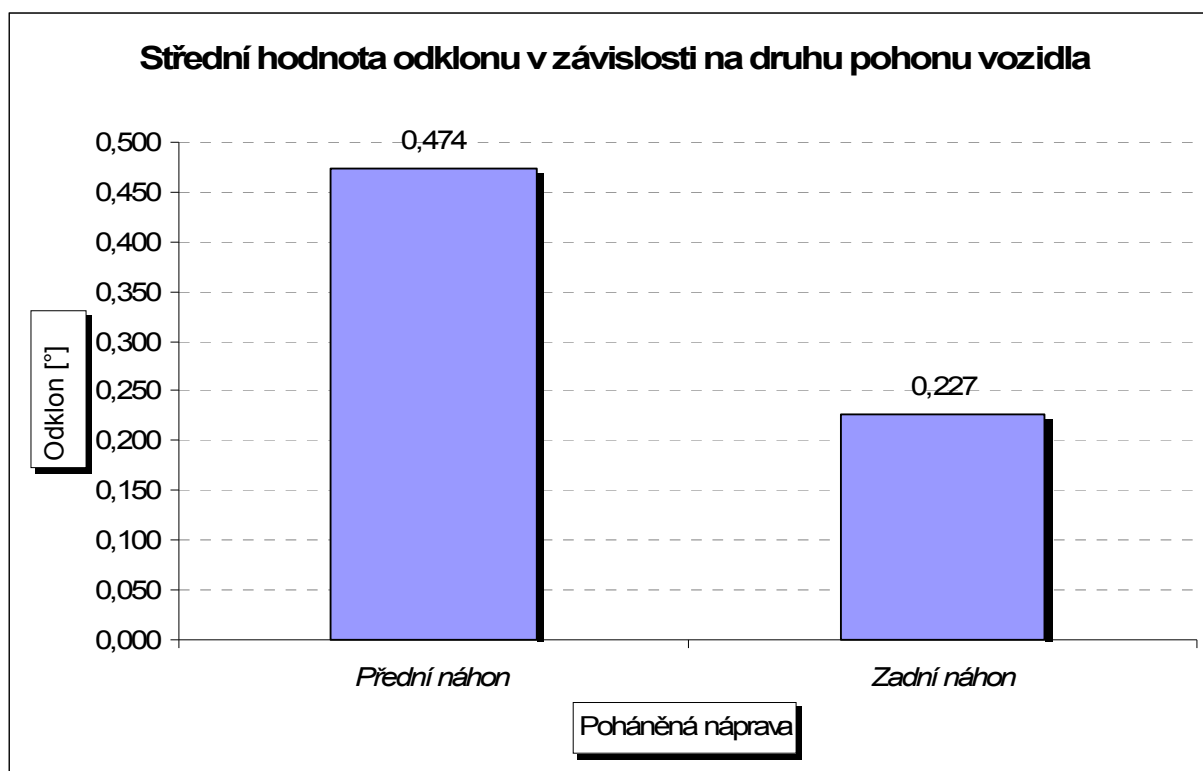
Graf 13: Histogram relativní četnosti středních hodnot odklonu pro jednotlivé výrobce.



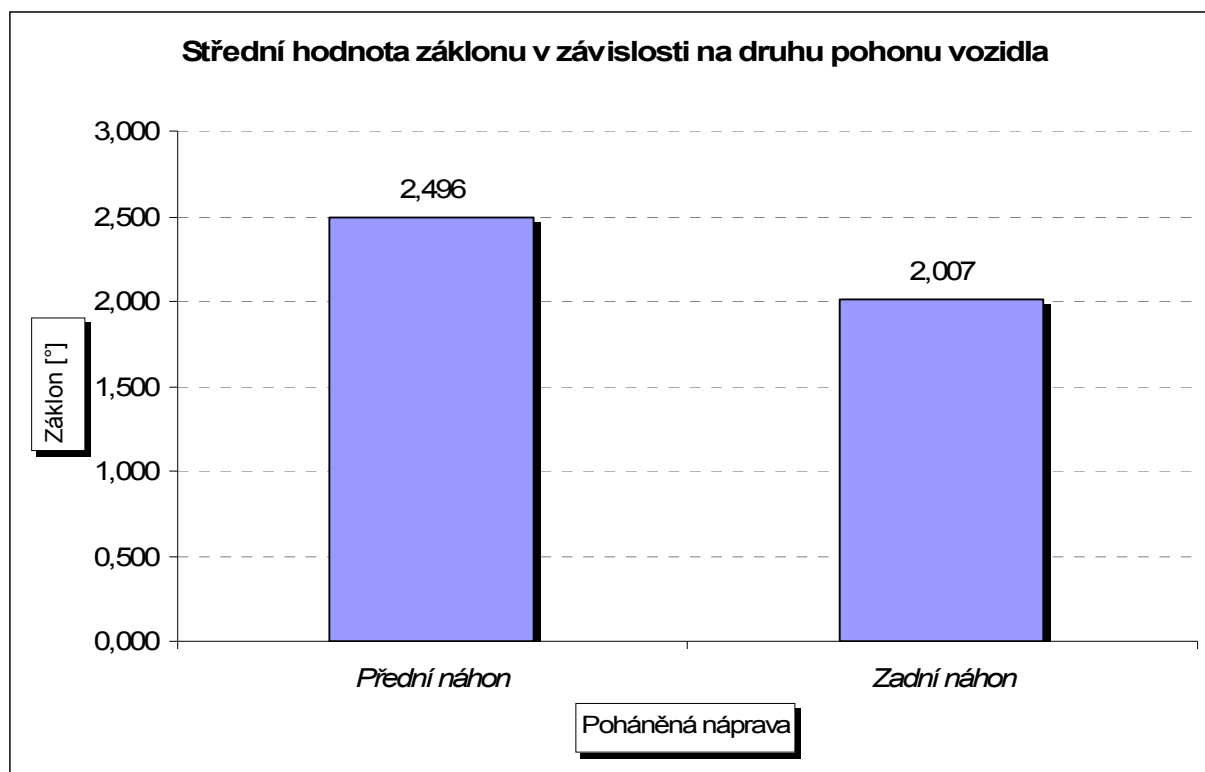
Graf 14: Histogram relativní četnosti středních hodnot záklonu pro jednotlivé výrobce



Graf 15: Histogram relativní četnosti středních hodnot sbíhavosti pro různá uspořádání pohonu.



Graf 16: Histogram relativní četnosti středních hodnot odklonu pro různá uspořádání pohonu.



Graf 17: Histogram relativní četnosti středních hodnot záklonu pro různá uspořádání pohonu.

5.1. Zhodnocení výsledků pro hodnoty jednotlivých výrobců

Budeme-li pozorně sledovat grafy 11, 12 a 13 zjistíme, že pro každého výrobce se hodnoty sbíhavosti, odklonu a záklonu podstatně odlišují. Můžeme tedy říci, že každá konkrétní hodnota vychází z koncepce vozu a z jeho dalších charakteristik (výkon motoru, druh provozu, pro který je určen apod.).

5.2. Zhodnocení výsledků pro různá uspořádání pohonu

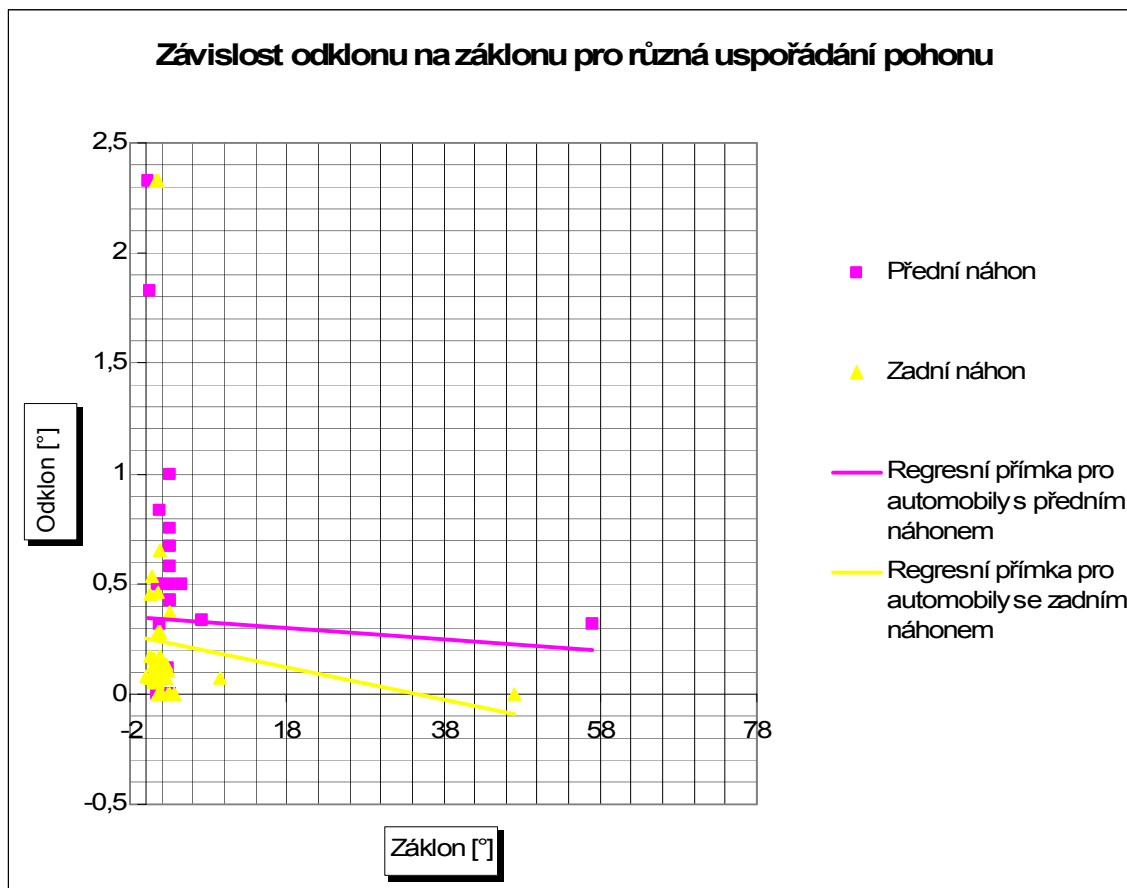
Sledujme grafy 14, 15 a 16. Zde vidíme střední hodnoty sbíhavosti, odklonu a záklonu vozů seřazené podle druhu pohonu vozidla. To znamená podle toho, má-li vozidlo poháněnou přední nebo zadní nápravu. Je zřejmé, že vyšší hodnoty mají vždy vozy s poháněnou přední nápravou, nižších hodnot si všimneme u vozů s poháněnou zadní nápravou.

6. GRAFICKÉ SHRUTÍ ZJIŠTĚNÝCH POZNATKŮ

V této kapitole je provedeno závěrečné porovnání zjištěných hodnot jednotlivých automobilů.

Sklon a poloha přímky je dána rovnicí $y = ax + b$, přičemž parametr a určuje její sklon, parametr b určuje její polohu.

6.1. Srovnání závislosti odklonu na záklonu pro různá uspořádání pohonu



Graf 18: Závislost odklonu na záklonu pro různá uspořádání pohonu automobilů.

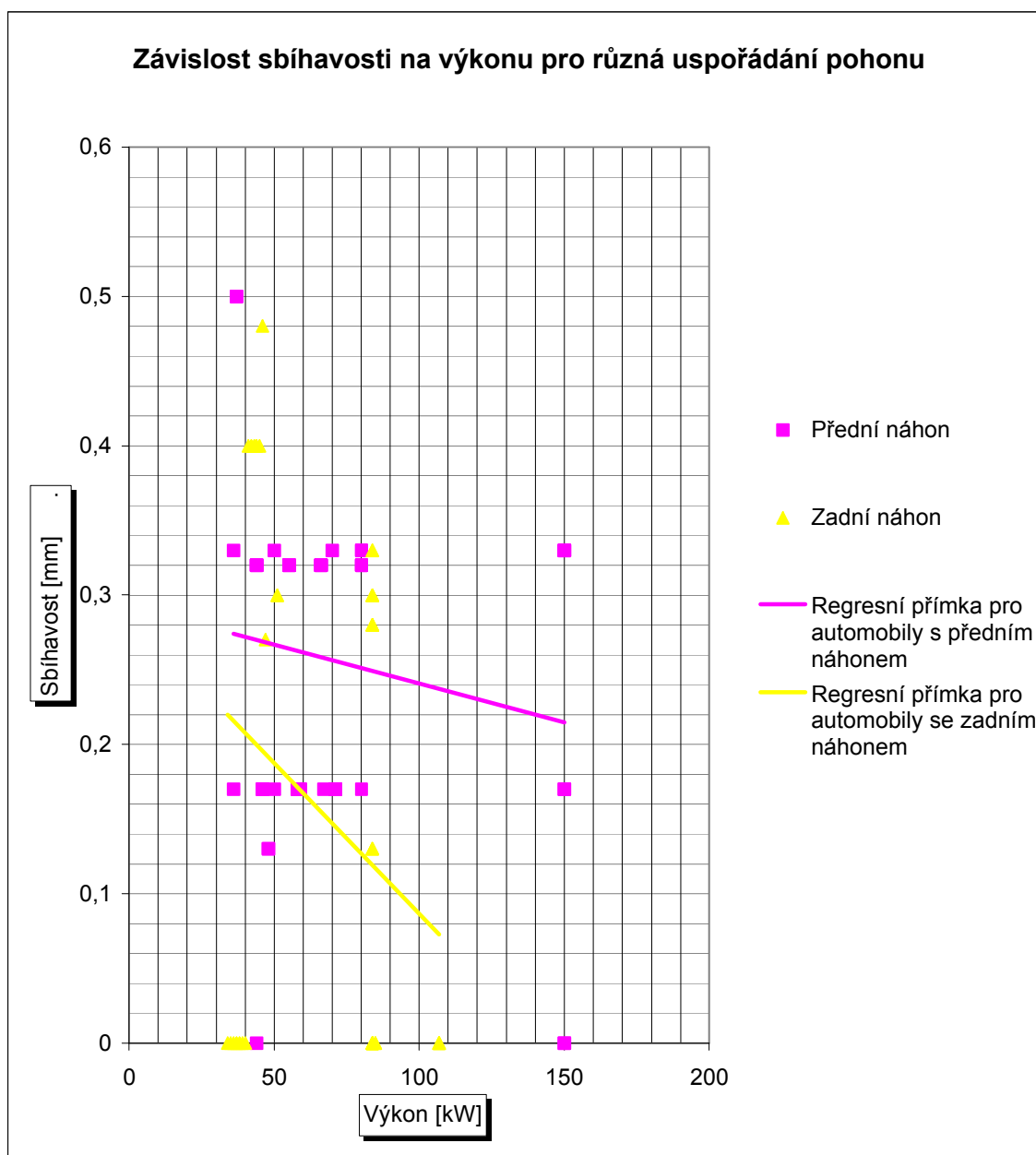
Poháněná náprava	Rovnice přímky	Parametr a	Parametr b	Stav
Přední	$y = -0,026x + 0,35$	-0,026	0,35	klesající
Zadní	$y = -0,073x + 0,25$	-0,073	0,25	klesající

Tabulka 5: Rovnice a parametry přímek závislosti odklonu na záklonu.

Pokud budeme všechny námi posuzované vozy sledovat jako celek, tedy nebudeme-li rozlišovat, zda se jedná o vozidlo s pohonem předního nebo zadního náhonu, dojdeme k závěru, že vyšší změna je patrná pro auta se zadním náhonem.

Zaměříme-li se však na jednotlivá uspořádání pohonu zjišťujeme, že větší linearitě se blíží přímka, která patří vozidlům mající poháněnou zadní nápravu.

6.2. Srovnání závislosti sbíhavosti na výkonu pro různá uspořádání pohonu



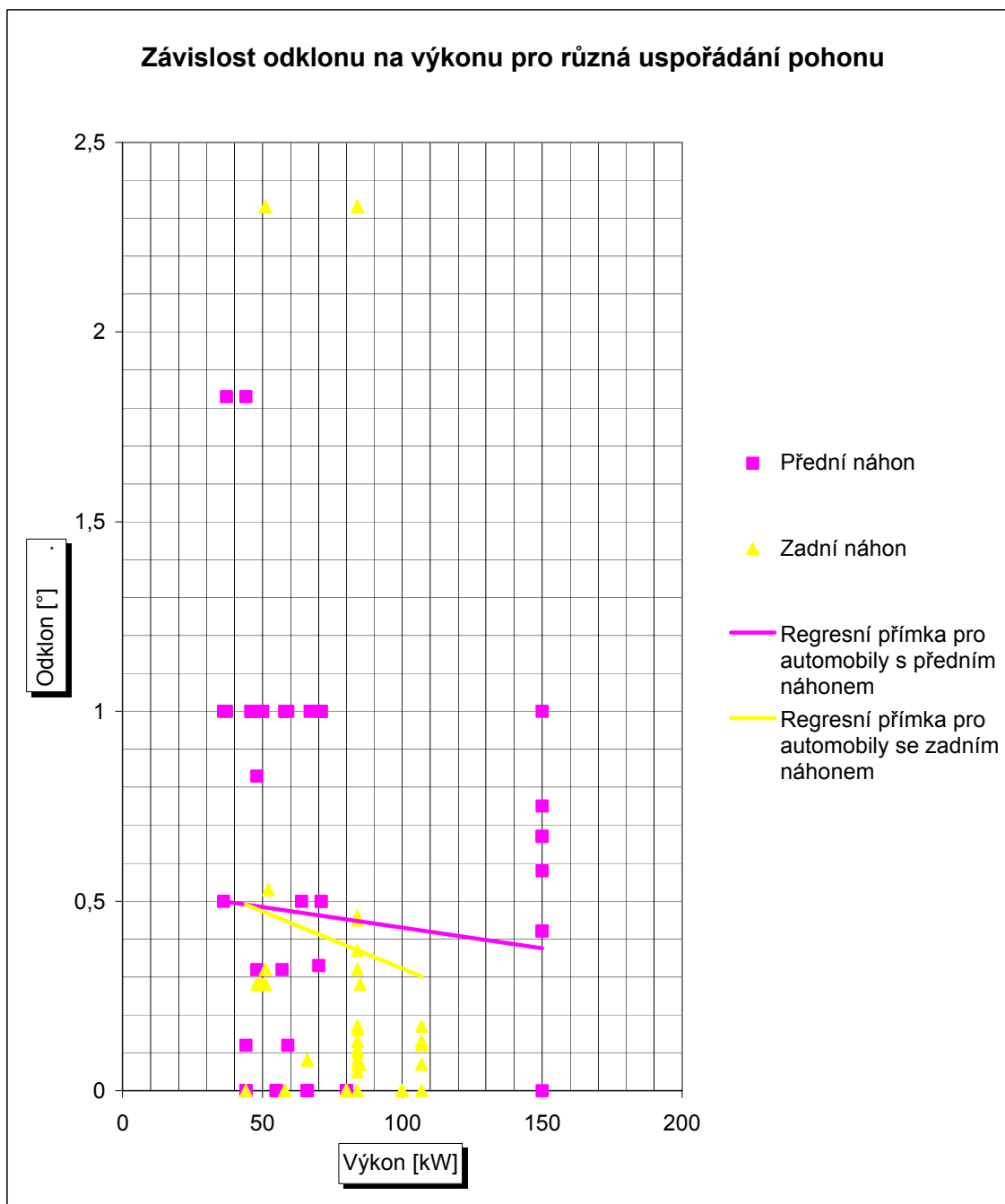
Graf 19: Závislost odklonu na výkonu pro různá uspořádání pohonu automobilů.

Poháněná náprava	Rovnice přímky	Parametr a	Parametr b	Stav
Přední	$y = -0,0005x + 0,3$	-0,0005	0,30	klesající
Zadní	$y = -0,002x + 0,28$	-0,002	0,28	klesající

Tabulka 6: Rovnice a parametry přímek závislosti sbíhavosti na výkonu.

V tomto případě je vyšší změna patrná pro automobily s poháněnou zadní nápravou.

6.3. Srovnání závislosti odklonu na výkonu pro různá uspořádání pohonu



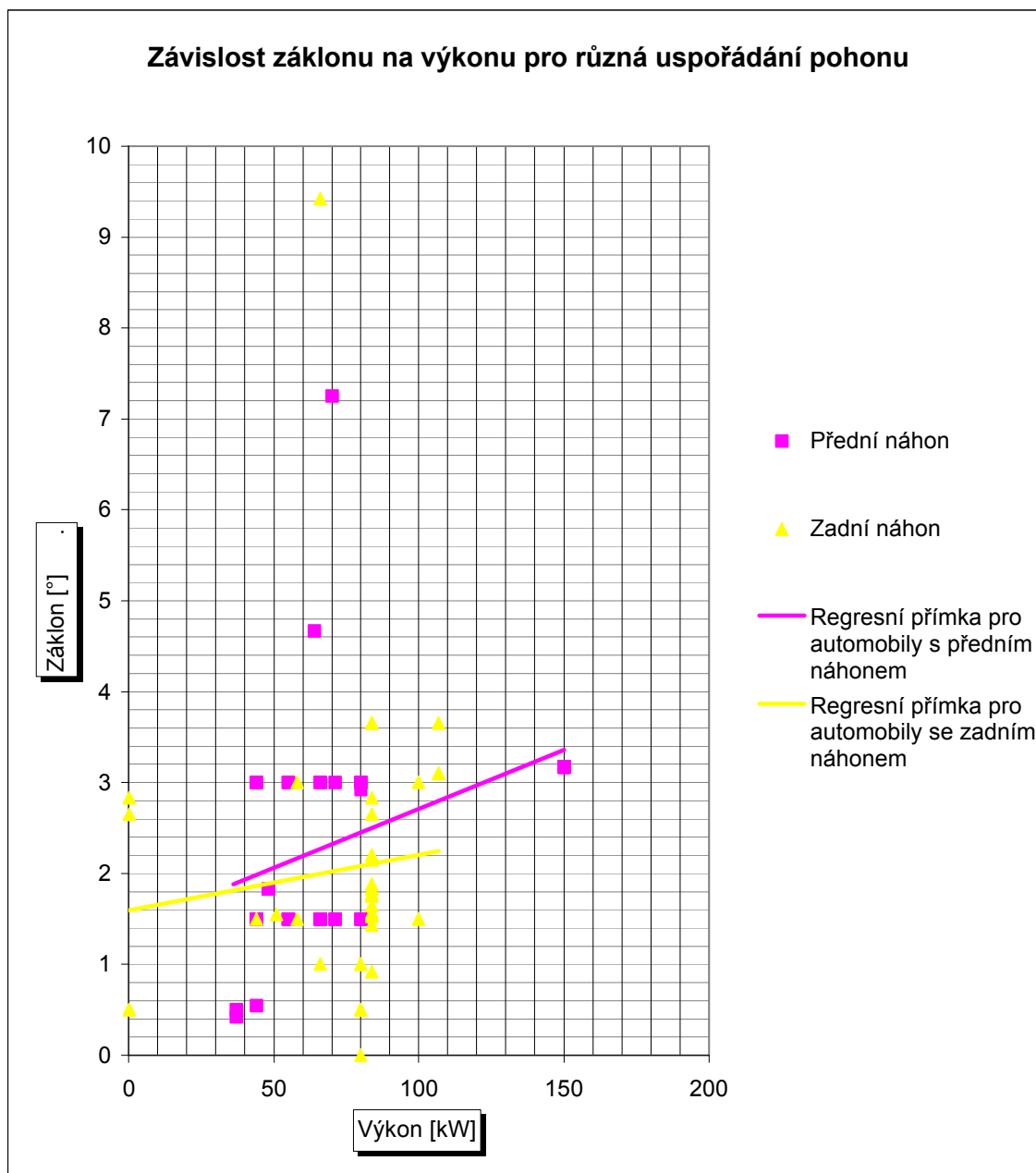
Graf 20: Závislost odklonu na výkonu pro různá uspořádání pohonu automobilů.

Poháněná náprava	Rovnice přímky	Parametr a	Parametr b	Stav
Přední	$y = -0,001 + 0,54$	-0,001	0,54	klesající
Zadní	$y = -0,003 + 0,62$	-0,003	0,62	klesající

Tabulka 7: Rovnice a parametry přímek závislosti odklonu na výkonu.

V tomto případě je vyšší změna patrná pro automobily s poháněnou zadní nápravou.

6.4. Srovnání závislosti záklonu na výkonu pro různá uspořádání pohonu



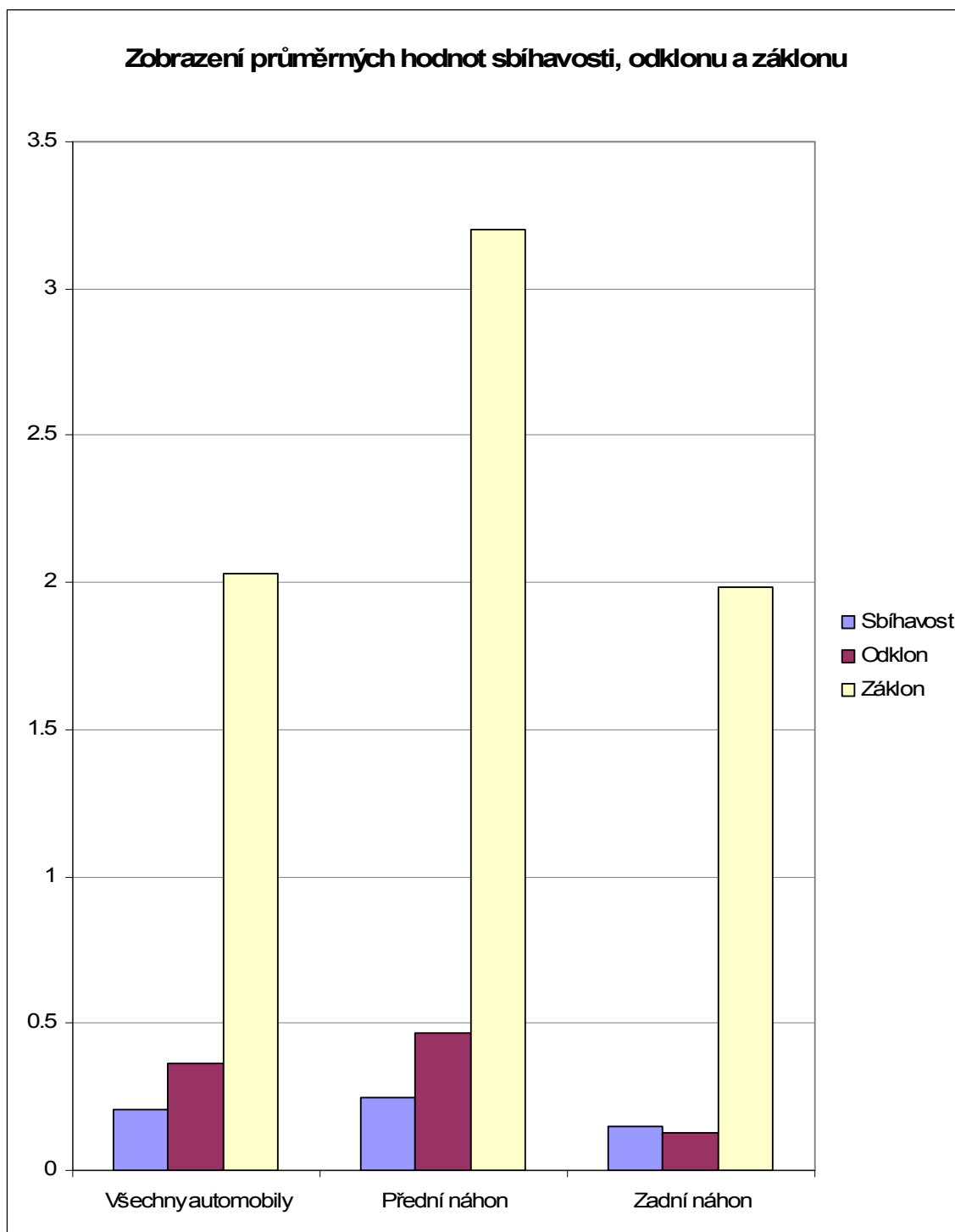
Graf 21: Závislost odklonu na výkonu pro různá uspořádání pohonu automobilů.

Poháněná náprava	Rovnice přímky	Parametr a	Parametr b	Stav
Přední	$y = 0,0129x + 1,42$	0,0129	1,42	rostoucí
Zadní	$y = 0,0061x + 1,59$	0,0061	1,59	rostoucí

Tabulka 8: Rovnice a parametry přímek závislosti záklonu na výkonu.

V tomto případě je vyšší změna patrná pro automobily s poháněnou přední nápravou (nebudeme-li uvažovat porovnání pro všechny automobily).

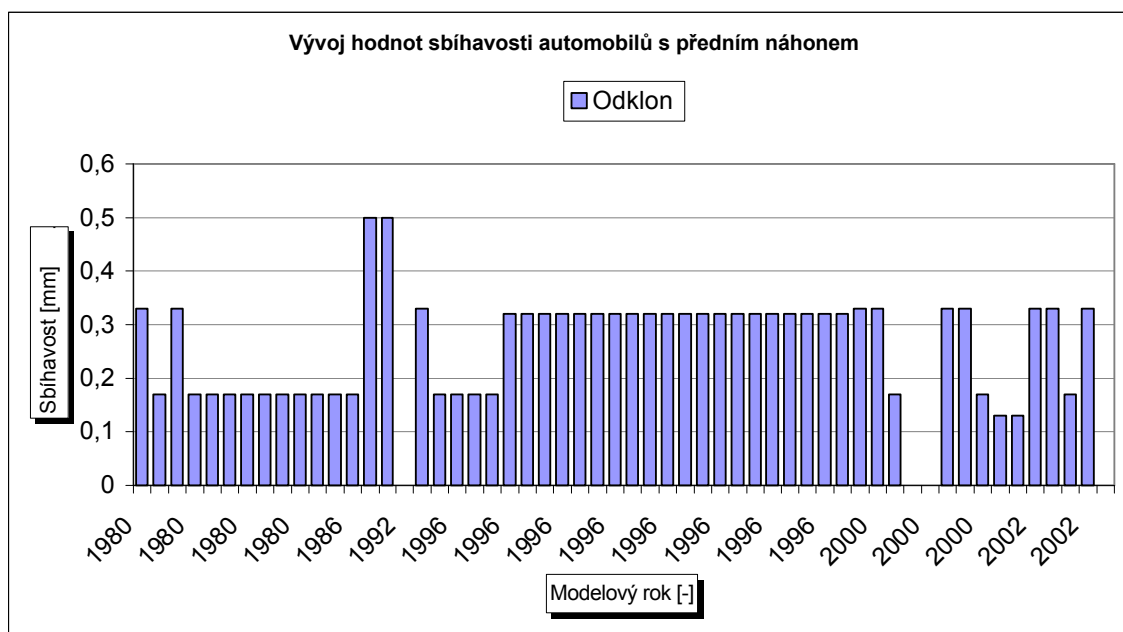
6.5. Vzájemné zobrazení průměrných hodnot



Graf 22: Průměrné hodnoty sbíhavosti, odklonu a záklonu.

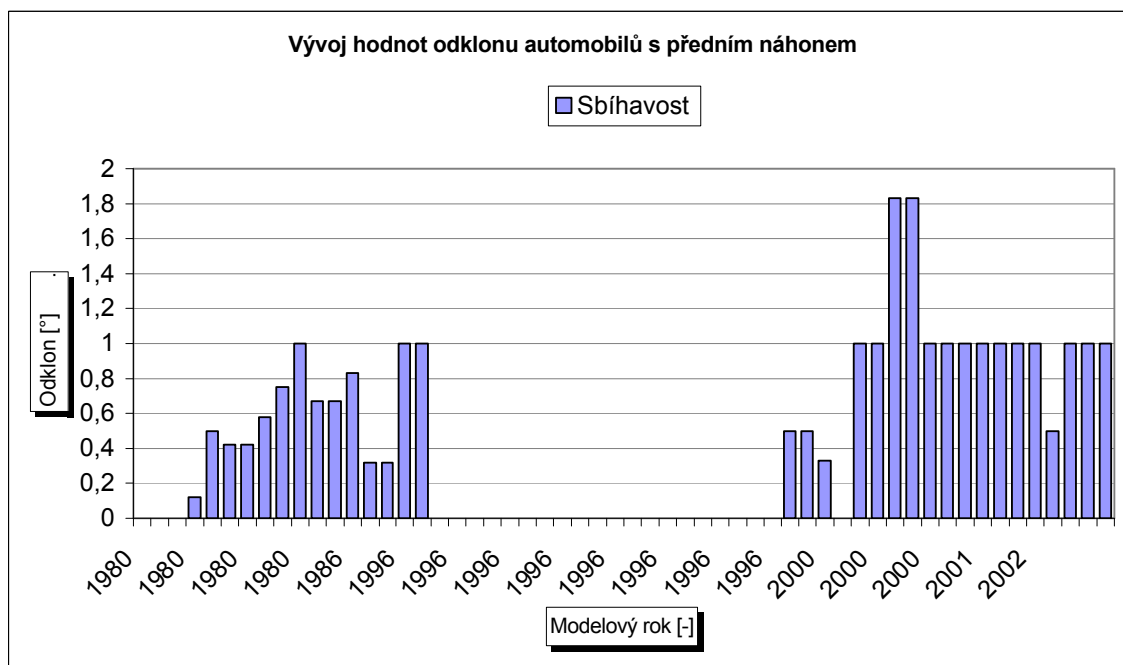
Z vykresleného grafu je opět patrné, že automobily s předním náhonem nabývají vyšších hodnot. Abychom si všimli rozdílu hodnot četností pro neroztříděný soubor (v našem případě všechny automobily, které jsme neroztřídili na vozy s předním a zadním pohonem), uvádím hodnoty i pro všechny automobily, tedy pro neroztříděný soubor.

6.6. Vývoj hodnot sbíhavosti, odklonu a záklonu pro vozidla s pohonem předních kol



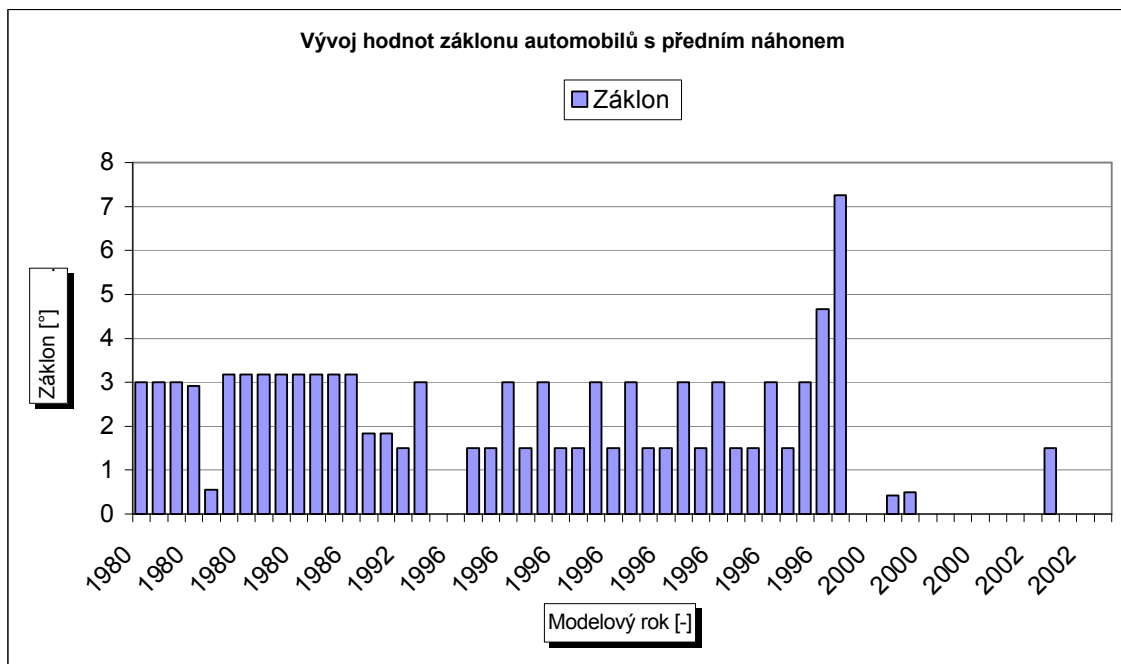
Graf 23: Vývoj hodnot sbíhavosti pro vozy s pohonem předních kol.

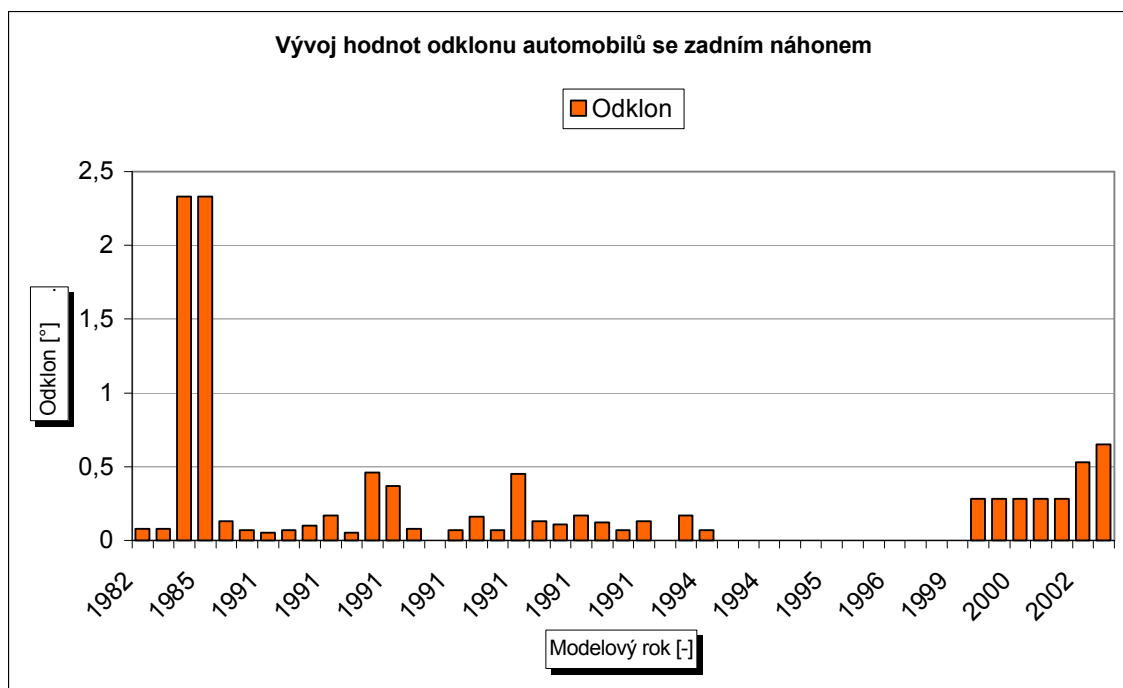
Nižší hodnoty sbíhavosti pozorujeme v období od roku 1980 do roku 1996, od roku 1996 do roku 2002 se hodnoty zvyšují, zůstávají však téměř konstantní a nekolísají.



Graf 24: Vývoj hodnot odklonu pro vozy s pohonem předních kol.

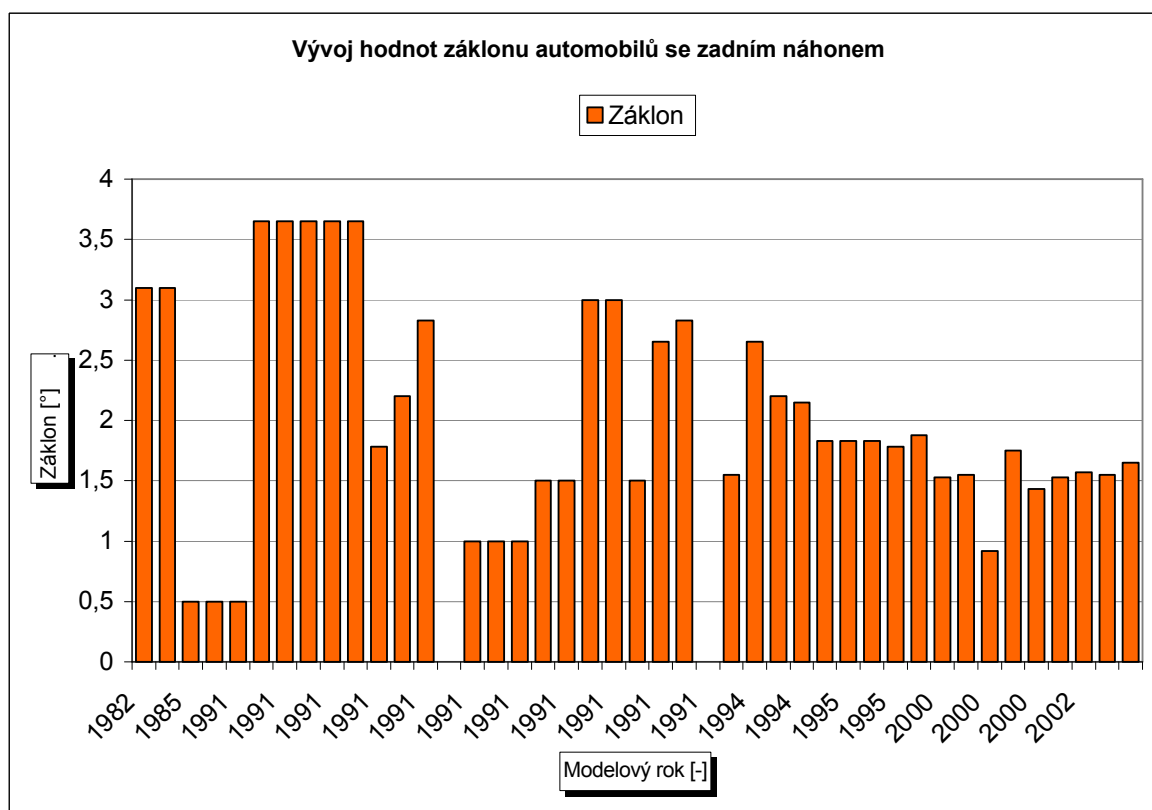
Od roku 1980 do roku 1996 pozorujeme postupný nárůst hodnot odklonu, který je téměř konstantní i v letech 2000 až 2002 s malými odchylkami.





Graf 27: Vývoj hodnot odklonu pro vozy s pohonem zadních kol.

Velkých hodnot odklonu si všimneme u vozů vyrobených v letech 1985 až 1987. V dalších letech dochází k velkému poklesu použitých hodnot základu.



Graf 28: Vývoj hodnot základu pro vozy s pohonem zadních kol.

Od roku 1991 vidíme pokles hodnot základu u automobilů s pohonem zadních kol.

7. ZÁVĚR

V bakalářské práci byl sledován vliv poháněné nápravy na linearitu závislosti geometrie rejdové osy užitkových automobilů.

V první části práce bylo prokázáno, že velikost odklonu automobilu není závislá na velikosti jeho záklonu.

Dále není prokázána závislost sbíhavosti na výkonu motoru, stejně jako závislost odklonu na výkonu motoru a sbíhavost na odklonu. Závislost záklonu na výkonu motoru však prokázána byla.

Automobily zkoumaného statistického souboru byly vyrobeny v letech 1980 až 2005. Byla tedy proveden test, jsou-li hodnoty sbíhavosti, odklonu a záklonu závislé na tomto roku výroby. Ani jeden test statistických hypotéz však nebyl prokázán, konstatujeme tedy, že tyto hodnoty nejsou závislé na roku výroby, což by se dalo předpokládat.

Další část práce je zaměřena na zjištění typických středních hodnot sbíhavosti, odklonu a záklonu, které jsou vyneseny do histogramu grafu relativních četností.

Dále se zabývám odchylkami jednotlivých výrobců a odchylkami pro různá uspořádání pohonu automobilů. Hodnoty sbíhavosti, odklonu a záklonu jednotlivých výrobců se liší. To může být způsobeno vývojovými trendy konkrétního výrobce, celkovou koncepcí vozu, užitečnou hmotností vozu a podobně. Automobily s poháněnou přední nápravou mají vyšší hodnoty těchto veličin než automobily, které mají poháněnou zadní nápravu.

Nejvyšší změny se nejvíce projevují u vozů s poháněnou zadní nápravou. Nejmenší změny byly prokázány u vozidel s poháněnou přední nápravou.

V poslední části práce došlo k ověření vývojových trendů pro období výroby zkoumaných automobilů, tedy v letech 1980 až 2002. Pro stabilitu jízdy je důležitá sbíhavost, která se u automobilů s předním pohonem pohybuje v kladných hodnotách, u automobilů se zadním pohonem vyrobené v roce 1991 až 2000 je patrné více nulové nastavení sbíhavosti.

Dalším faktorem ovlivňující pocity řidiče během jízdy je odklon. V dnešní době je u užitkových vozidel používán odklon nulový nebo pozitivní (kladný). Odklon u automobilů s poháněnou zadní nápravou je menší než u vozů s poháněnou přední nápravou.

Záklon u vozidel vyráběných od roku 1980 a poháněnou přední nápravou je spíše konstantní, od roku 1996 dochází k poklesu jeho hodnot, kdy jsou v mnoha případech nulové. U vozů s poháněnou zadní nápravou je trendem, že dochází také ke zmenšování hodnot záklonu.

8. SEZNAM GRAFŮ

Graf 1	Bodový graf závislosti odklonu na záklonu.	20
Graf 2	Bodový graf závislosti sbíhavosti na výkonu.	21
Graf 3	Bodový graf závislosti odklonu na výkonu.	22
Graf 4	Bodový graf závislosti záklonu na výkonu.	23
Graf 5	Bodový graf závislosti sbíhavosti na roku výroby.	24
Graf 6	Bodový graf závislosti odklonu na roku výroby.	25
Graf 7	Bodový graf závislosti záklonu na roku výroby.	26
Graf 8	Bodový graf závislosti sbíhavosti na odklonu	28
Graf 9	Histogram relativní četnosti sbíhavosti.	30
Graf 10	Histogram relativní četnosti odklonu.	30
Graf 11	Histogram relativní četnosti záklonu.	31
Graf 12	Histogram relativní četnosti středních hodnot sbíhavosti pro jednotlivé výrobce.	33
Graf 13	Histogram relativní četnosti středních hodnot odklonu pro jednotlivé výrobce.	34
Graf 14	Histogram relativní četnosti středních hodnot záklonu pro jednotlivé výrobce.	34
Graf 15	Histogram relativní četnosti středních hodnot sbíhavosti pro různá uspořádání pohonu	35
Graf 16	Histogram relativní četnosti středních hodnot odklonu pro různá uspořádání pohonu	35
Graf 17	Histogram relativní četnosti středních hodnot záklonu pro různá uspořádání pohonu	36
Graf 18	Závislost odklonu na záklonu pro různá uspořádání pohonu automobilů. ...	37
Graf 19	Závislost odklonu na výkonu pro různá uspořádání pohonu automobilů. ...	38
Graf 20	Závislost odklonu na výkonu pro různá uspořádání pohonu automobilů. ...	39
Graf 21	Závislost odklonu na výkonu pro různá uspořádání pohonu automobilů. ...	40
Graf 22	Průměrné hodnoty sbíhavosti, odklonu a záklonu.	41
Graf 23	Vývoj hodnot sbíhavostí pro vozy s pohonem předních kol.	42
Graf 24	Vývoj hodnot odklonu pro vozy s pohonem předních kol.	42
Graf 25	Vývoj hodnot záklonu pro vozy s pohonem předních kol.	43
Graf 26	Vývoj hodnot sbíhavosti pro vozy s pohonem zadních kol.	43

Graf 27	Vývoj hodnot odklonu pro vozy s pohonem zadních kol.	44
Graf 28	Vývoj hodnot záklonu pro vozy s pohonem zadních kol.	44

9. SEZNAM TABULEK

<i>Tabulka 1</i>	<i>Výpis vybraných vozů a jejich hodnot. Příloha 1</i>
<i>Tabulka 2</i>	<i>Vyhodnocení provedené analýzy. 29</i>
<i>Tabulka 3</i>	<i>Odchytky sbíhavosti, odklonu a záklonu jednotlivých výrobců. 33</i>
<i>Tabulka 4</i>	<i>Odchytky sbíhavosti, odklonu a záklonu pro různá uspořádání pohonu 33</i>
<i>Tabulka 5</i>	<i>Rovnice a parametry přímek závislosti odklonu na záklonu. 37</i>
<i>Tabulka 6</i>	<i>Rovnice a parametry přímek závislosti sbíhavosti na výkonu 38</i>
<i>Tabulka 7</i>	<i>Rovnice a parametry přímek závislosti odklonu na výkonu 39</i>
<i>Tabulka 8</i>	<i>Rovnice a parametry přímek závislosti záklonu na výkonu 40</i>

10. SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1	Souřadná soustava vozidla.	12
Obrázek 2	Poloměr rejdu.	14
Obrázek 3	Závlek kola.	14
Obrázek 4	Příklon rejdové osy.	15
Obrázek 5	Sbíhavost kol.	15
Obrázek 6	Odklon kol.	15
Obrázek 7	Odvalování kol při kladném odklonu.	15
Obrázek 8	Kladný odklon kola.	15
Obrázek 9	Záporný odklon kola.	15
Obrázek 10	Ackermannova geometrie řízení.	16
Obrázek 11	Lichoběžník řízení tuhé nápravy (mechanismus řízení).	17
Obrázek 12	Třídění dat z programu BOSCH ESI[tronic].	18
Obrázek 13	Peugeot Partner.	27
Obrázek 14	Ford Tranzit.	31

11. SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1. Výpis vybraných vozů a jejich hodnot

12. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ A LITERATURY

- [1] Vlk, F.: *Podvozky motorových vozidel*. 2.vyd. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Prof. Ing. František Vlk, DrSc., 2003. 392 s. ISBN 80-239-0026-9
- [2] http://www.ford.cz/ns7/transit_minibus/-/-/-/-/-/, poslední revize 23.3.2008
- [3] <http://www.peugeotclub.eu/>, poslední revize 1.3.2009
- [4] počítačová učebna Ústavu automobilního a dopravního inženýrství, FSI Brno
- [5] ČSN 30 0034
- [6] http://www.car-tour.cz/?obsah=ad_zajezd_doprava, poslední revize 20.5.2009